

**DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA TÉRMICA Y DE FLUIDOS**

**ÁREA DE INGENIERÍA TÉRMICA**



**PROYECTO FIN DE CARRERA**

**DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA  
MULTIPROPÓSITO PARA UN EDIFICIO DE VIVIENDAS EN  
ZARAGOZA**

**MARZO 2009**

**AUTOR: JESÚS GARCÍA DOMÍNGUEZ**

**TUTOR: MARÍA DEL CARMEN RODRÍGUEZ HIDALGO**

<b>CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN.....</b>	<b>5</b>
<b>CAPÍTULO 2: OBJETIVOS .....</b>	<b>7</b>
<b>CAPÍTULO 3: EDIFICACIÓN INTERVENIDA .....</b>	<b>9</b>
<b>CAPÍTULO 4: BASES DE CÁLCULO .....</b>	<b>11</b>
4.1. DATOS DE PARTIDA .....	11
4.2. DEMANDA DE ACS .....	13
4.2.1. CONTRIBUCIÓN SOLAR MÍNIMA DE ACS .....	16
4.3. CARGAS TÉRMICAS .....	17
4.3.1. CONDICIONES DE DISEÑO.....	17
4.3.1.1. Condicionantes del ambiente térmico interior .....	18
4.3.1.2. El ambiente exterior.....	18
4.3.1.3. Clasificación y metodología del cálculo de cargas.....	20
4.3.2. CARGA TÉRMICA DE REFRIGERACIÓN.....	21
4.3.2.1. Cargas por transmisión.....	21
4.3.2.2. Radiación a través de superficies acristaladas .....	25
4.3.2.3. Cargas por ventilación.....	26
4.3.2.4. Cargas por infiltraciones .....	26
4.3.2.5. Cargas internas.....	27
4.3.2.6. Factor de seguridad.....	27
4.3.3. CARGA TÉRMICA DE CALEFACCIÓN.....	28
4.4. RESUMEN .....	29
<b>CAPÍTULO 5: DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN .....</b>	<b>31</b>
5.1. PRINCIPIOS BÁSICOS.....	31
5.2. SISTEMA DE CAPTACIÓN .....	32
5.3. SISTEMA DE ALMACENAMIENTO.....	36
5.4. TUBERÍAS.....	37
5.5. OTROS COMPONENTES.....	37
5.5. ACS .....	39
5.6. REFRIGERACIÓN .....	40
5.7. CALEFACCIÓN .....	44
5.8. SISTEMA DE APOYO CONVENCIONAL .....	46
5.9. SISTEMA DE CONTROL.....	46
<b>CAPÍTULO 6: DISEÑO DE LA INSTALACIÓN.....</b>	<b>48</b>
6.1. INSTALACIÓN DE ACS SIN PÉRDIDAS.....	48
6.1.1. VALORES ANUALES MEDIOS.....	55
6.1.2. VALORES MENSUALES MEDIOS.....	55

6.2. CÁLCULO DE LAS PÉRDIDAS EN LA INSTALACIÓN .....	56
6.2.1. PÉRDIDAS EN LOS COLECTORES .....	57
6.2.2. PÉRDIDAS EN EL CIRCUITO PRIMARIO .....	64
6.2.3. PÉRDIDAS EN EL TANQUE DE ALMACENAMIENTO .....	69
6.3. INSTALACIÓN DE ACS CON PÉRDIDAS.....	71
6.4. INSTALACIÓN DE ACS, REFRIGERACIÓN Y CALEFACCIÓN.....	74
<b>CAPÍTULO 7: DIMENSIONAMIENTO DE LA INSTALACIÓN .....</b>	<b>84</b>
7.1. DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE CAPTACIÓN .....	84
7.1.1. CAPTADORES SOLARES.....	84
7.1.2. INTERCAMBIADOR DE CALOR .....	87
7.2. DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE ALMACENAMIENTO. ....	93
7.2.1. TANQUE DE ALMACENAMIENTO GENERAL.....	93
7.2.2. TANQUE DE ACS.....	93
7.3. DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE ACS.....	96
7.4. DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.....	97
7.4.1. MÁQUINA DE ABSORCIÓN.....	97
7.4.2. CLIMATIZADORES.....	99
7.4.3. TORRE DE REFRIGERACIÓN.....	100
7.5. DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE CALEFACCIÓN .....	101
7.6. DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE BOMBEO .....	104
7.6.1. CIRCUITO PRIMARIO .....	105
7.6.1.1. Pérdida de carga en colectores .....	105
7.6.1.2. Pérdida de carga en tuberías .....	105
7.6.1.3. Pérdida de carga en el intercambiador .....	106
7.6.2. CIRCUITO SECUNDARIO .....	107
7.6.3. CIRCUITO TERCARIO.....	108
7.6.4. CIRCUITO ESTACIONAL.....	108
7.6.5. CIRCUITO CONSUMO DE ACS .....	109
7.7. DIMENSIONAMIENTO DE LOS VASOS DE EXPANSIÓN.....	110
7.7.1. CIRCUITO PRIMARIO .....	110
7.7.2. CIRCUITO SECUNDARIO .....	111
7.7.3. CIRCUITO TERCARIO.....	112
7.7.4. CIRCUITO DE ACS .....	112
7.8. DIMENSIONAMIENTO DEL AEROTERMO.....	113
7.9. DIMENSIONAMIENTO DE LA CALDERA AUXILIAR.....	114
<b>CAPÍTULO 8: MANTENIMIENTO .....</b>	<b>115</b>
<b>CAPÍTULO 9: ESTUDIO MEDIOAMBIENTAL.....</b>	<b>118</b>



<b>CAPÍTULO 10: ESTUDIO ECONÓMICO .....</b>	<b>123</b>
<b>CAPÍTULO 11: CONCLUSIONES.....</b>	<b>129</b>
<b>BIBLIOGRAFÍA .....</b>	<b>131</b>
<b>ANEXOS .....</b>	<b>133</b>
ANEXO I: PLANOS Y DIAGRAMAS.....	133
▪ PROPIEDADES DE LA DISOLUCIÓN AGUA-PROPILENGLICOL .....	133
▪ DIAGRAMA DE MOODY.....	136
▪ PLANOS DEL EDIFICIO Y ESQUEMAS DE LA INSTALACIÓN .....	136
ANEXO II: CARACTERÍSTICAS DE LOS ELEMENTOS .....	137

## CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN

El continuo aumento del consumo energético en el mundo derivado de un extraordinario crecimiento de la población mundial, junto al crecimiento del consumo “per cápita” de estos recursos obliga a una constante búsqueda de nuevos recursos energéticos que puedan satisfacer dicha demanda, tanto desde el punto de vista cuantitativo como cualitativos o de diversidad.

Aunque existen muchas alternativas energéticas, algunas de ellas no han sido aún suficientemente utilizadas, bien por limitaciones técnicas o económicas, y otras apenas se han desarrollado o lo han hecho sólo parcialmente. De hecho la mayor parte de la energía se obtiene a partir de los llamados combustibles fósiles, compuestos principalmente por el petróleo y sus derivados (gasolinas, gasoil, keroseno, fueloil, etc.), el gas natural y el carbón.

Si bien, al comienzo de su explotación, estos recursos se consideraban ilimitados y el impacto ambiental era despreciable, actualmente estas consideraciones han cambiado radicalmente, principalmente debido a que el aumento de la demanda energética se produce con tal intensidad, que cada vez resulta más difícil encontrar y explotar yacimientos de estos combustibles. Además el consumo masivo de hidrocarburos está produciendo alteraciones medioambientales a nivel mundial debido a las numerosas emisiones que provocan.

Los recursos energéticos son usados por el hombre para satisfacer algunas de sus necesidades básicas en forma de calor y trabajo. El calor es necesario para aplicaciones como la climatización de espacios, la cocción de alimentos, o la producción o transformación de algunos compuestos químicos. El trabajo, se utiliza para una variedad de procesos en los que hay que vencer fuerzas de oposición, como para levantar una masa en un campo gravitacional, deformar un cuerpo o hacer fluir un líquido o gas.

Calor y trabajo, son por tanto dos necesidades básicas en el hacer diario del ser humano. Pero para una perfecta sintonización entre tecnología y naturaleza es necesario como hemos dicho el desarrollar otras fuentes energéticas que sean menos agresivas contra el ambiente.

De entre las posibles alternativas nos vamos a centrar en este proyecto a la obtenida directamente del Sol. El Sol desde nuestro punto de vista energético es una inmensa esfera de gases a alta temperatura, con un diámetro de  $1.39 \cdot 10^9 \text{ m}$ , situado a una distancia media de  $1.5 \cdot 10^{11} \text{ m}$  respecto de la Tierra. El origen de la energía que el Sol produce e irradia está en las reacciones nucleares que se producen continuamente en su interior, de forma que los átomos de Hidrógeno se fusionan entre sí formando átomos de Helio, o reacciones entre átomos de Helio, y/o Helio-Hidrógeno. Estas reacciones hacen que una pequeña cantidad de materia o defecto de masa se convierta en energía de acuerdo con la ecuación  $E=mc^2$ , donde  $E$  es la cantidad de energía liberada cuando desaparece la masa  $m$  y  $c$  es la velocidad de la luz. La cantidad de energía que transmite el Sol en un segundo es del orden de  $4 \cdot 10^{26} \text{ J}$ .

Aunque la temperatura en el interior del Sol se estima que es del orden de  $10^7 \text{ K}$ , en su superficie externa la temperatura "efectiva de cuerpo negro" es de unos  $5900 \text{ K}$ . Esto significa que la emisión de radiación de un cuerpo negro ideal que se encontrara a  $5900 \text{ K}$  sería muy parecida a la del Sol.

La mayor parte de esas ondas electromagnéticas (fotones) emitidas por el Sol tiene una longitud de onda comprendida entre  $0.3 \mu m$  y  $3 \mu m$ , aunque solamente las que van desde  $0.4$  a  $0.7 \mu m$  son susceptibles de ser captadas por el ojo humano, formando lo que se conoce como luz visible.

Al extenderse por el espacio en todas las direcciones, la energía radiante del Sol se reparte según una esfera ficticia, cuyo centro es el Sol y cuyo radio crece a la misma velocidad que la propia radiación. Por lo tanto, la intensidad en un punto de dicha superficie esférica, al repartirse la energía solar sobre un área cada vez mayor, será tanto más pequeña cuanto mayor sea el radio de la misma. El valor aproximado de esta intensidad a la distancia que se encuentra nuestro planeta del Sol se conoce como constante solar y vale  $1367 W/m^2$ . Lo cierto es que la constante solar sufre ligeras variaciones debido a que la distancia entre la Tierra y el Sol no es rigurosamente constante, ya que la órbita terrestre no es circular sino elíptica.

La capa atmosférica supone un obstáculo al libre paso de la radiación mediante diversos efectos, entre los que cabe destacar la reflexión en la parte superior de las nubes y la absorción parcial por las diferentes moléculas del aire. Esto hace que la intensidad que llega a la superficie, incluso en días claros y atmósfera muy limpia, rara vez supera los  $1000 W/m^2$ .

También es de destacar que aunque los rayos solares se trasladen en línea recta, los fotones al llegar a la atmósfera sufren difusiones y dispersiones, esta luz difundida finalmente llega también a la superficie, y al haber cambiado muchas veces de dirección al atravesar la atmósfera, lo hace como si proviniese de toda la bóveda celeste. A esta radiación se le conoce con el nombre de radiación difusa. Para nuestro caso particular deberemos considerar la suma de la radiación difusa y la radiación directa, formando así la radiación total. La radiación difusa supone aproximadamente un tercio de la radiación total que se recibe a lo largo del año.

Nuestro objetivo es aprovechar al máximo los efectos físicos de la radiación, adecuando los dispositivos de captación de la misma a fin de obtener la energía en la forma que se precise para cada necesidad. Dos de los aprovechamientos más extendidos se refieren a la conversión de la radiación solar en energía térmica o fotovoltaica. En este proyecto nos vamos a centrar en el primer término, tratando de captar con colectores solares planos la máxima radiación solar para la producción de agua caliente sanitaria y dar apoyo a calefacción y climatización en un edificio de viviendas.

La razón por la que la producción de agua caliente sanitaria por medio de energía solar es la aplicación que mejor se adapta a las características de la misma se debe a que el rango de temperaturas que son necesarias alcanzar, entre  $40^{\circ}C$  y  $60^{\circ}C$ , coincide con las de mayor eficacia de los colectores de energía solar. Además es una necesidad que debe ser satisfecha durante los doce meses del año, por lo que la inversión en el sistema se rentabilizará más rápidamente que en el caso de aplicaciones estacionales, como puede ser la calefacción en invierno, o el calentamiento piscinas en verano.

Dado que el aprovechamiento de la energía solar para este fin es una posibilidad bastante atractiva, es por lo que se ha realizado este proyecto de aprovechamiento de la energía solar para el calentamiento del agua sanitaria y apoyo a climatización en un edificio de viviendas situado en Zaragoza.

## CAPÍTULO 2: OBJETIVOS

El contenido del proyecto es diseñar una instalación solar térmica para la producción de agua caliente y apoyo para calefacción y refrigeración en un edificio de viviendas en la ciudad de Zaragoza.

El objetivo del proyecto es triple, el primero y más importante es tecnológico y consiste en calcular y diseñar la instalación con todos sus componentes, así como el funcionamiento de la misma. El segundo es realizar un análisis del beneficio medioambiental que se produciría con la construcción de la instalación solar térmica. Y el tercero y último es realizar una valoración económica del proyecto, así como analizar la posible rentabilidad del mismo.

Para ello deberemos hallar y calcular los siguientes parámetros:

- Datos meteorológicos (temperaturas exteriores, radiación solar, velocidad del viento)
- Consumo y necesidades de agua caliente sanitaria y cargas térmicas de calefacción y climatización.
- Instalación solar propuesta (colectores solares, circuito primario solar, intercambiadores, circuito secundario, y sistemas de acumulación)
- Balance energético (demanda energética total, mensual y anual, así como el cálculo de los aportes de origen solar que se puedan lograr).
- Ubicación de los elementos de la instalación solar y dimensionamiento de los mismos.
- Balance económico (coste de la instalación solar, subvenciones estimadas como inversiones finales, ahorro anual, y plazos de amortización).
- Esquema propuesto con incorporación de los sistemas solares.

Para ello es obligatorio dar cumplimiento a la normativa vigente sobre utilización de energía solar térmica para ahorro de energía en edificios, en particular:

- Ordenanza Municipal de Ecoeficiencia Energética y Utilización de Energías Renovables en los Edificios y sus Instalaciones del Ayuntamiento de Zaragoza de 30 de Marzo de 2007. Las normas expresadas en la presente ordenanza serán de obligado cumplimiento para los propietarios de suelo, promotores y constructores, así como para las Administraciones públicas, incluidos sus Organismos y Sociedades, que promuevan la realización de todo tipo de edificación que tenga necesidades de calefacción, climatización y agua caliente.
- El Código Técnico de la Edificación (CTE), aprobado con RD 314/2006 del 28 de Marzo: es el marco normativo español por el que se regulan las exigencias básicas de calidad que deben cumplir los edificios, incluidas sus instalaciones, para satisfacer una serie de requisitos básicos de seguridad y habitabilidad.

Es de obligado cumplimiento en los edificios de nueva construcción como es el caso del edificio de viviendas estudiado en el presente documento.

En concreto se cumplirá lo especificado en los apartados 2 y 4 del Documento Básico HE de ahorro de energía del CTE, relativo al rendimiento de las instalaciones térmicas, y a la contribución solar mínima de agua caliente sanitaria, respectivamente.

- Reglamento de Instalaciones Térmicas en Edificios (RITE): este Reglamento constituye el marco normativo básico en el que se regulan las exigencias de eficiencia energética y de seguridad que deben cumplir las instalaciones térmicas, entre ellas sistemas de calefacción, climatización y agua caliente sanitaria, en los edificios para atender la demanda de bienestar e higiene de las personas.

Las principales medidas que en él se establecen están relacionadas con la mejora del aire en las ciudades, añadiendo elementos para luchar contra el cambio climático.

- Pliego de Condiciones Técnicas de Instalaciones de Baja Temperatura de energía solar térmica: su objetivo principal es establecer las condiciones técnicas que han de tenerse en consideración para acceder a la convocatoria de ayudas a las instalaciones solares térmicas establecidas en el Plan de Fomento de las Energías Renovables.

Su aplicación se extiende a todos los sistemas mecánicos, hidráulicos, eléctricos y electrónicos que formen parte de la instalación.

- Documentos Técnicos para Instalaciones en la Edificación (DTIE): varios de los métodos de cálculo utilizados, se encuentran recogidos en un documento técnico referente a la preparación de agua caliente sanitaria.



## CAPÍTULO 3: EDIFICACIÓN INTERVENIDA

El edificio objeto del presente proyecto es de uso residencial y consta de dos sótanos, tres plantas en altura y una buhardilla. Está compuesto por dos viviendas amplias, dos dúplex y un apartamento, además de dos locales comerciales en la planta baja. La fachada principal del edificio está orientada al Sur.

La disposición en metros cuadrados del edificio es la siguiente:

**Tabla 3-1. Disposición en metros cuadrados útiles en el interior del edificio.**

Superficie total cubierta	Total metros cuadrados
Local comercial 1	92.70
Local comercial 2	45.65
Dúplex 1	131.70
Dúplex 2	85.60
Apartamento	54.60
Vivienda 1	138.30
Vivienda 2	219.85
TOTAL	768.40

**Tabla 3-2. Disposición en metros cuadrados en superficie descubierta.**

Superficie total descubierta	Total metros cuadrados
Jardín	80.50
Patio principal	36.00
Patio interior	4.10
Escalera	18.30
Terraza y azotea	223.15
TOTAL	316.85

Un edificio de viviendas de las características del estudiado en este proyecto demanda energía térmica principalmente para climatización, y en menor medida para ACS. La cantidad de energía para cada aplicación depende del caso en particular pero podemos afirmar que, en general, en los meses más fríos la carga de calefacción es muy superior a la de agua caliente, coincidiendo además con los meses de menor irradiación solar. La carga necesaria de refrigeración en verano suele ser algo menor a la de calefacción, pero también mucho mayor a la de ACS.

En consecuencia, en la actualidad la mayoría de las instalaciones de colectores solares planos se emplean para calentar exclusivamente agua sanitaria. Se puede cubrir así la mayor parte de este consumo con energía solar, empleando unos equipos de dimensiones razonables, adaptados sin dificultad a los espacios disponibles y económicamente viables. No obstante, según lo expuesto anteriormente, diseñar instalaciones que pretendan dar cobertura a toda la demanda energética de un edificio usual no es acertado; ahora bien, se pueden buscar soluciones en las que se dé apoyo parcial a alguna necesidad de climatización, además de cubrir en su mayoría la de agua caliente. En esta dirección deben progresar este tipo de instalaciones solares, y en la misma orientamos este trabajo.

En el caso concreto que nos ocupa, el inmueble descrito, que es de construcción y concepción tradicionales, presentará una demanda global de climatización mucho mayor a la de agua caliente. La idea es entonces que la instalación aporte una fracción elevada de la carga térmica de ACS de todo el edificio con energía solar, y dé apoyo a una segunda demanda energética, calefacción en invierno y refrigeración en verano. Nos parece razonable proponer que el sistema contribuya en una parte estimable a las demandas de los locales comerciales de la planta baja, produciendo frío solar con una máquina de absorción en verano, y calor al ambiente en invierno por medio de suelo radiante.

Por tanto los elementos terminales de consumo son los que indican a continuación:

- Se alimentará con agua caliente sanitaria:
  - Planta baja: Lavadero, aseo y cocina.
  - Planta primera: Cinco baños, dos cocinas, lavadero y aseo.
  - Planta segunda: Tres baños, aseo sencillo, aseo con ducha y dos cocinas.
  - Planta tercera: Baño.
  - Locales comerciales: Una toma de agua.
- Se alimentará con agua caliente a partir del sistema solar:
  - Suelo de los locales comerciales: Suelo radiante.
- Se alimentará con agua fría a partir del sistema solar:
  - Techo de los locales comerciales: Climatizador de aire acondicionado.

Para justificar este planteamiento, debemos ser conscientes también de los usos que existen en el bloque de viviendas, y del espacio disponible para la colocación de los equipos. Analizando las variables a nuestro alcance, concluimos que la solución resuelta es una buena actuación y supone una mejora notable en el edificio.

## CAPÍTULO 4: BASES DE CÁLCULO

### 4.1. DATOS DE PARTIDA

Un dato de partida importante para este proyecto será la energía solar disponible. Éste, como muchos otros datos más en este proyecto, es imposible de conocer de antemano, por lo que es necesario recurrir a estadísticas de datos tomados con anterioridad por alguna estación meteorológica para poder obtener algún valor fiable. *Censolar* ha publicado estos datos para las ciudades más importantes de España, entre las que se encuentra Zaragoza, donde estará situado el edificio de viviendas que aquí tratamos. Dado que los cálculos que aquí se realizarán serán en régimen estacionario, no es necesario que se conozca la variación de la intensidad hora a hora, sino que será más útil disponer de un valor medio de ésta. Es por esto que el valor que se utilizará en este proyecto será el de la intensidad media útil sobre la horizontal en un día medio de cada mes.

Tabla 4-1. Altitud (m), latitud (°), longitud (°) y temperatura mínima histórica (°C) para Zaragoza.

	Altitud (m)	Latitud (°)	Longitud (°)	T <sub>min</sub> histórica (°C)
Zaragoza	200	41.7	0.9 W	-11

Tabla 4-2. Intensidad media útil  $I$ , en  $W/m^2$ , sobre horizontal, en un día medio de cada mes.

	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
$I (W/m^2)$	206	286	441	502	598	665	689	644	531	352	243	198

Como se ha indicado, estos valores son válidos para el plano horizontal, por lo que habrá que corregirlos para el plano en el que estarán situados los paneles. Como la azotea del edificio es plana, tenemos libertad para elegir el ángulo de inclinación óptimo, el cual según el CTE para una demanda constante anual debe coincidir la latitud geográfica, en este caso fijaremos 42°. En cuanto a la orientación, es obvio que elegiremos orientación Sur, coincidiendo con la de la fachada principal.

En el Pliego de Condiciones Técnicas de Instalaciones de Baja Temperatura se encuentran varias tablas con factores de correctores  $k$  para superficies inclinadas según latitud del lugar. Éstos representan el cociente entre energía total incidente en un día sobre una superficie orientada hacia el ecuador e inclinada un determinado ángulo, y otra horizontal.

Tabla 4-3. Factor de corrección  $k$  para superficie inclinada 42°.

	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
$k$	1.42	1.31	1.19	1.05	0.96	0.92	0.96	1.07	1.24	1.42	1.55	1.53

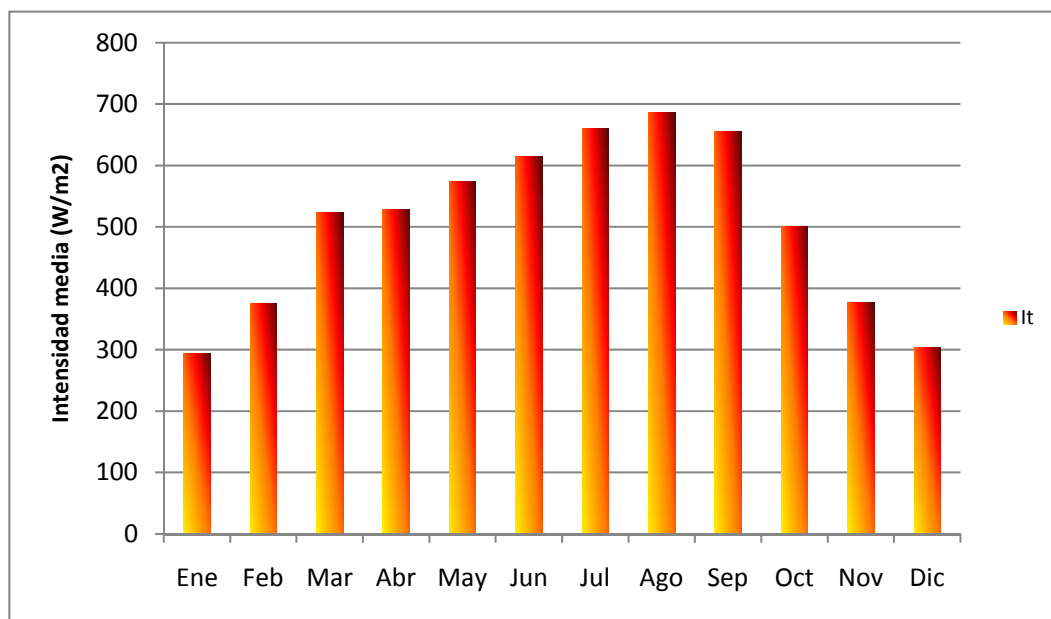
Con todo esto la intensidad que recibirán los colectores en el plano inclinado se calculan según la Ecuación 4-1. Los valores de esta  $I_T$  se muestran en la Tabla 4-4.

$$I_T = k \cdot I$$

Ecuación 4-1

Tabla 4-4. Intensidad media útil  $I_T$ , en  $W/m^2$ , sobre plano inclinado  $42^\circ$ , en un día medio de cada mes.

	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
$I_T (W/m^2)$	293	376	523	528	573	614	660	687	656	501	377	303

Gráfico 4-1. Intensidad media útil sobre plano inclinado  $42^\circ$ .

Otros datos que vienen definidos por la localización del edificio son la temperatura del agua de la red y la temperatura ambiente, la velocidad del viento o la fracción mínima de aporte solar que exige el CTE.

Tabla 4-5. Temperatura media del agua de la red general y temperatura media ambiente, en  $^\circ C$ .

	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
$T_{red} (^\circ C)$	5	6	8	10	11	12	13	12	11	10	8	5
$T_o (^\circ C)$	8	10	13	16	19	23	26	26	23	17	12	9

Tabla 4-6. Velocidad media del viento, en m/s. Fuente Meteored.

	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
$v (m/s)$	4.29	4.87	4.86	4.82	4.4	4.71	4.94	4.72	4.21	3.71	4.8	4.1

## 4.2. DEMANDA DE ACS

La demanda energética en instalaciones de agua caliente sanitaria viene determinada por el volumen del consumo diario y las temperaturas de preparación y agua fría de entrada de la red.

Por tanto para calcular dicha demanda de ACS hay que conocer primero el número de personas que habitan en el edificio. Para ello es preciso asignar el número de personas que ocupan cada vivienda en función del número de dormitorios de los que ésta esté compuesta.

Para el cálculo de la demanda de ACS la Ordenanza Municipal de Zaragoza se basa en el artículo HE-4 del Código Técnico de la Edificación, por lo que sólo tendremos en cuenta este último. A partir de la Tabla 4-7 que a continuación se muestra se puede obtener la demanda de ACS tanto en caudal como en temperatura en función del tipo de vivienda.

**Tabla 4-7. Demanda de ACS de referencia a 60 °C. Fuente CTE.**

Criterio de demanda	Litros ACS/día a 60 °C
Viviendas unifamiliares	30 por persona
Viviendas multifamiliares	22 por persona
Hospitales y clínicas	55 por cama
Hotel ****	70 por cama
Hotel ***	55 por cama
Hotel/Hostal **	40 por cama
Camping	40 por emplazamiento
Hostal/Pensión *	35 por cama
Residencia (ancianos, estudiantes, etc.)	55 por cama
Vestuarios/Duchas colectivas	15 por servicio
Escuelas	3 por alumno
Cuarteles	20 por persona
Fábricas y talleres	15 por persona
Administrativos	3 por persona
Gimnasios	20 a 25 por usuario
Lavanderías	3 a 5 por kilo de ropa
Restaurantes	5 a 10 por comida
Cafeterías	1 por almuerzo

En el uso residencial, el cálculo del número de personas por vivienda deberá hacerse utilizando como valores mínimos los que se relacionan a continuación:

**Tabla 4-8. Asignación mínima de personas según el nº de dormitorios. Fuente CTE.**

Número de dormitorios	1	2	3	4	5	6	7	más de 7
Número de personas	1.5	3	4	6	7	8	9	Nº de dormitorios

Ahora bien, procederemos a contabilizar el número de viviendas y sus respectivos dormitorios para asignar los habitantes y poder determinar la población mínima que ocupa nuestro edificio. Tendremos en cuenta también los locales comerciales, los cuales suponemos tendrán un uso administrativo.

**Tabla 4-9. Resumen viviendas y nº de habitantes asignados.**

		Nº Dormitorios	Nº Personas
Planta Baja y 1ª	Dúplex 1	3	4
	Apartamento	1	1.5
	Vivienda 1	3	4
Planta 2ª y 3ª	Dúplex 2	2	3
	Vivienda 2	4	6
Total		18.5	

Para estar al lado de la seguridad, consideramos un total de 20 personas en las viviendas.

**Tabla 4-10. Resumen locales y nº de habitantes asignados.**

	Criterio de demanda	Nº Personas
Local 1	Administrativo	15
Local 2	Administrativo	10
Total		25

Con todos estos datos, la demanda total de ACS para el edificio resulta ser:

$$D_{ACS} = N(\text{personas}) \cdot Q(\text{litros ACS} / \text{día} \cdot \text{persona}) =$$

$$= 20 \cdot 22 + 25 \cdot 3 = 515 \text{ litros ACS} / \text{día a } 60^\circ \text{C}$$

**Ecuación 4-2**

Una vez conocido el consumo de referencia de ACS a 60 °C, es necesario aplicar correcciones mensuales de éste para obtener un valor que se aproxime más a la realidad, ya que debido a las elevadas temperaturas en verano y las bajas en invierno es lógico que el consumo de ACS disminuya en el primer caso y aumente en el segundo. También hay que tener en cuenta que la temperatura del agua de la red es más baja en invierno que en verano. Para ello el DTIE 1.01 da el Gráfico 4-2 con las variaciones medias del consumo mensual en viviendas.

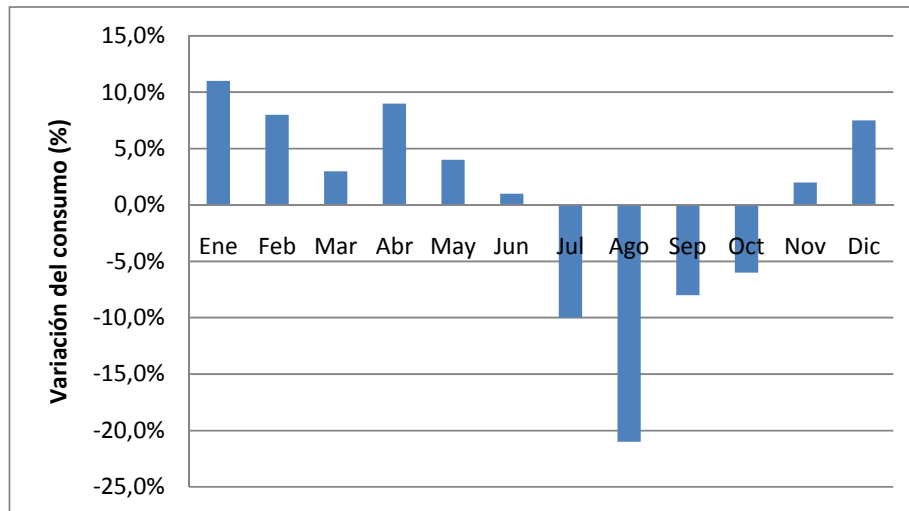


Gráfico 4-2. Variación mensual del consumo de ACS, DTIE 1.01.

Se puede observar que la reducción de consumo en los meses de verano facilitará el empleo de la energía procedente de los paneles para la máquina de absorción. En invierno el caso equivalente con el suelo radiante será más complicado.

A todo esto hay que añadir que el consumo diario de las viviendas se debe preparar en las horas en las que se dispone de sol, ya que se pretende obtener el máximo beneficio de la energía solar. Este dato varía mes a mes como muestra la Tabla 4-11, que muestra las horas de sol diarias para una latitud de 25° a 45° del hemisferio norte.

Tabla 4-11. Número medio de horas diarias de sol útiles.

	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
<b>Horas sol</b>	8	9	9	9.5	9.5	9.5	9.5	9.5	9	9	8	7.5

Con todo esto, el cálculo del gasto másico de ACS que deberá preparar la instalación durante las horas de sol viene dado por la Ecuación 4-3.

$$\dot{m}_{cons} = \frac{D_{ACS} \cdot \rho_{agua} \cdot (1 + Var.Cons)}{Horas\ sol}$$

Ecuación 4-3

Los valores mensuales que se obtienen se muestran en la Tabla 4-12.

Tabla 4-12. Gasto másico de ACS, en kg/s a 60 °C.

	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
<b><math>\dot{m}_{cons}</math></b>	0.02	0.017	0.016	0.016	0.016	0.015	0.013	0.012	0.014	0.015	0.018	0.02

A partir de este dato, la carga media mensual de consumo de ACS queda definida por la Ecuación 4-4.

$$Q_{ACS} = \dot{m}_{cons} \cdot C_{p_{agua}} \cdot (T_{sum} - T_{red})$$

Ecuación 4-4

Tabla 4-13. Carga media mensual de consumo de ACS a 60 °C, en KW.

	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
$Q_{ACS}$	4.53	3.84	3.53	3.40	3.18	3.03	2.64	2.37	2.97	3.10	3.93	4.67

#### 4.2.1. CONTRIBUCIÓN SOLAR MÍNIMA DE ACS

El CTE exige a los edificios de nueva construcción o a los ya existentes que se sometan a una rehabilitación, que tengan una contribución solar mínima anual a la producción de ACS. Ésta será la fracción entre los valores anuales de la energía solar aportada exigida y la demanda energética anual, obtenidos a partir de los valores mensuales. Teniendo en cuenta que España no dispone de las mismas condiciones climáticas a lo largo de su territorio, el CTE divide éste en distintas zonas y exige distintas fracciones según la zona en la que se encuentre el edificio y según la demanda total de ACS diaria. En la Figura 4-1 se puede ver el mapa de zonas climáticas.

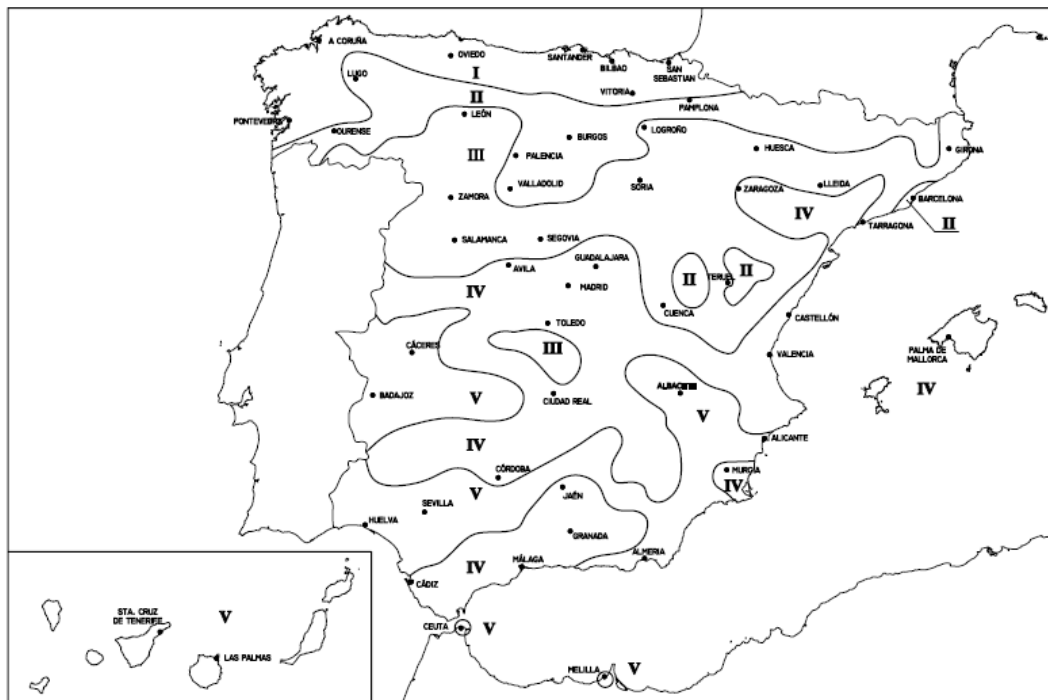


Figura 4-1. Mapa de zonas climáticas. Fuente CTE.



Observamos que Zaragoza se encuentra en la zona IV. A partir de la Tabla 4-14 podemos determinar la contribución solar mínima en el caso de que la fuente energética de apoyo sea gas natural (así será), en función de la zona climática y de la demanda diaria de ACS. En nuestro caso, ésta debe ser del 60 %.

**Tabla 4-14. Contribución solar mínima en %. Fuente CTE.**

Demanda total de ACS del edificio (l/d)	Zona climática				
	I	II	III	IV	V
50-5.000	30	30	50	60	70
5.000-6.000	30	30	55	65	70
6.000-7.000	30	35	61	70	70
7.000-8.000	30	45	63	70	70
8.000-9.000	30	52	65	70	70
9.000-10.000	30	55	70	70	70
10.000-12.500	30	65	70	70	70
12.500-15.000	30	70	70	70	70
15.000-17.500	35	70	70	70	70
17.500-20.000	45	70	70	70	70
> 20.000	52	70	70	70	70

### 4.3. CARGAS TÉRMICAS

Al diseñar una instalación térmica para climatización, lo primero que hay que hacer es determinar, del modo más preciso posible, la potencia térmica (o frigorífica) necesaria para cubrir la demanda motivo de la instalación. Para ello es necesario efectuar un balance de pérdidas y ganancias de calor, tanto sensibles (afectando a la temperatura) como latentes (afectando a la cantidad de vapor de agua). Este balance se conoce bajo el nombre de cálculo de cargas.

Se necesitará conocer las condiciones interiores de diseño, las condiciones exteriores y las características de la envolvente del edificio. Las propiedades térmicas se han extraído de la normativa básica NBE-CT-79 sobre condiciones térmicas en los edificios.

Lo que a continuación se expone es un resumen de los métodos de evaluación de cargas comúnmente aceptados y empleados en los procesos de refrigeración, calefacción y acondicionamiento de aire.

#### 4.3.1. CONDICIONES DE DISEÑO

La carga térmica (potencia de refrigeración o calentamiento que requiere la instalación, en un determinado instante, para mantener unas condiciones térmicas interiores dadas) está condicionada por el propósito de la instalación, su localización y las características de los cerramientos del ambiente que se pretende controlar.

Estas condiciones se especifican como “condiciones interiores y exteriores de diseño” (o de proyecto) y están definidas en el Reglamento de Instalaciones Térmicas de los Edificios (RITE) y sus instrucciones técnicas complementarias en el caso de instalaciones térmicas de los edificios, “destinadas a atender la demanda de bienestar térmico e higiene a través de las instalaciones de calefacción, climatización y agua caliente sanitaria”. A continuación se presenta la información suministrada por este Reglamento y la Normativa asociada de forma resumida.

#### 4.3.1.1. Condicionantes del ambiente térmico interior

En aplicaciones de aire acondicionado destinadas al confort, el ambiente térmico se define “por aquellas características que condicionan los intercambios térmicos del cuerpo humano con el ambiente, en función de la actividad de la persona y del aislamiento térmico de su vestimenta, y que afectan a la sensación de bienestar”, de modo que las variables que se deben mantener controladas son: la temperatura seca, la humedad relativa, la calidad del aire interior, mediante una adecuada renovación del aire, el nivel de ruido, y la velocidad del aire. Las condiciones interiores de diseño se fijarán en función de la actividad metabólica de las personas y su grado de vestimenta y, en general, estarán comprendidas entre los siguientes límites que establece el RITE expuestos en la Tabla 4-15, siendo estas condiciones variables dependiendo del uso de los locales.

Tabla 4-15. Condiciones interiores de diseño

Estación	Temperatura (°C)	Velocidad media del aire (m/s)	Humedad relativa (%)
Verano	23 a 25	0.18 a 0.24	40 a 60
Invierno	20 a 23	0.15 a 0.20	40 a 60

#### 4.3.1.2. El ambiente exterior

El ambiente exterior de una localidad viene definido por la temperatura seca, la temperatura húmeda, la velocidad y dirección del viento. Así mismo, la radiación solar es una variable importante a tener en cuenta en los cálculos de instalaciones. Estas magnitudes no son constantes ni a lo largo del día, ni a lo largo del año. Por lo general se recurre a la asignación de valores típicos según el mes considerado y la localidad.

Las normas UNE 100001, UNE 100-002-88 y UNE 100014IN recogen las condiciones exteriores de proyecto a aplicar en España en cuanto a temperatura seca, temperatura húmeda y grados día (estos últimos empleados para la estimación del consumo de energía en calefacción).

Los datos que se requieren para proyectar instalaciones de refrigeración en verano son distintos a los datos necesarios para calefacción (invierno), por lo que se comentan de forma separada.

### Condiciones de verano (refrigeración)

- **Temperatura seca:** Corresponde a la temperatura sobrepasada un tanto por cien de las horas durante el periodo estival (junio, julio, agosto y septiembre, 122 días). El tanto por ciento se conoce como nivel percentil. El percentil del 1% se emplea para hospitales, clínicas, o salas de ordenadores (espacios controlados); el 2.5% para edificios y espacios de especial consideración; el 5% para condiciones generales. La evolución de la temperatura exterior se facilita en la UNE 100-014-IN.
- **Temperatura húmeda:** se proporciona igualmente su valor en la misma norma.
- **Radiación solar:** los valores de radiación se encuentran en la bibliografía especializada. Se representan como ejemplo a continuación los valores de esta radiación ( $I_T$ , en  $W/m^2$ ), en función de la orientación de la superficie soleada para el 22 de Julio a 42° latitud Norte, Figura 4-2.

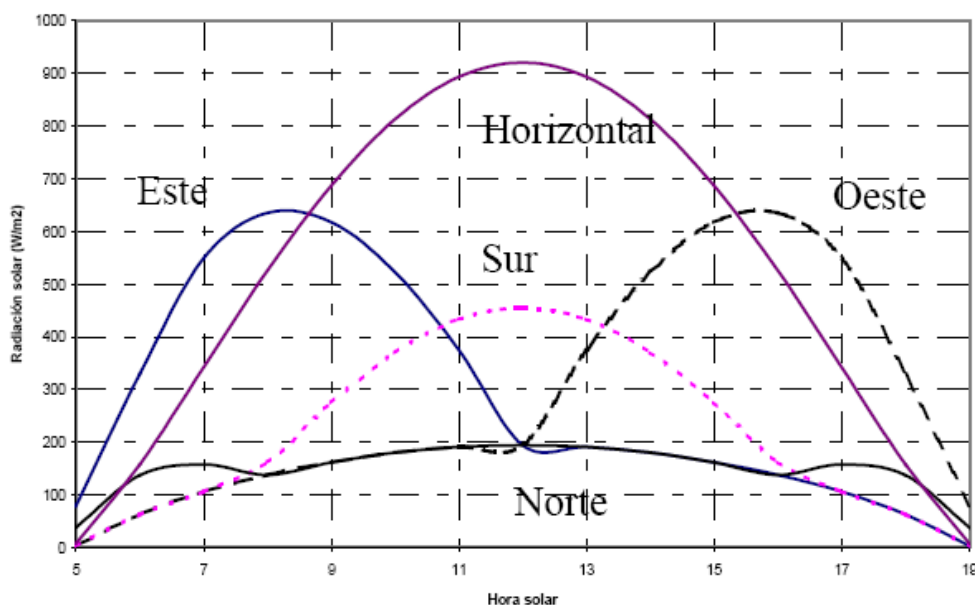


Figura 4-2. Radiación solar para latitud 42 ° Norte día 22 de Julio.

### Condiciones de invierno (calefacción)

- **Temperatura seca:** sólo se considera la mínima de proyecto (condiciones de máxima carga), utilizándose el nivel percentil del 99% para hospitales, clínicas, residencias, y el 97,5% para condiciones generales.
- **Radiación solar:** se considera nula, ya que las mayores necesidades ocurren o bien por la noche o en día nublado (condiciones de carga máxima).
- **Humedad relativa:** tiene menor importancia (el valor de la relación de humedad es bajo) que en el caso de las condiciones para el cálculo de la carga térmica de verano (sí es relevante desde el punto de vista de la construcción, a la hora de controlar y evitar condensaciones superficiales e intersticiales).

#### 4.3.1.3. Clasificación y metodología del cálculo de cargas

Para dimensionar la instalación solar y los equipos que se van a utilizar se requiere hacer la estimación de la carga máxima. El problema es que no se conoce a priori el momento en el que se dará, por lo que habría que hacer un cálculo hora a hora, y para cualquier mes. De todas formas, la mayoría de las instalaciones tienen el momento de máxima carga sobre las 15h00 solares del mes de Julio para refrigeración y sobre las 7h00 solares del mes de Enero para calefacción (en el hemisferio norte). Una vez conocidas las cargas máximas de refrigeración y calefacción calcularemos para aquellos meses que necesiten climatización sus cargas correspondientes basándonos en datos de temperaturas y humedades obtenidos de la web de Meteored.

- ***Carga sensible/carga latente***

Bajo el concepto de carga térmica se entiende todo fenómeno que tiende a modificar la temperatura y la humedad (o cantidad de vapor de agua existente) en el local. Si sólo se modifica la temperatura seca del aire, se trata de una carga sensible. Si se modifica la cantidad de vapor de agua se tratará de una carga latente.

- ***Cargas de refrigeración***

Se suelen dividir en cargas exteriores e interiores, dependiendo de su procedencia:

- Cargas exteriores
  - Cargas de transmisión a través de paredes, suelos, techos y superficies acristaladas
  - Cargas de radiación a través de superficies acristaladas
  - Carga debida a la ventilación
  - Carga por infiltraciones
- Cargas interiores
  - Ocupantes
  - Iluminación
  - Maquinaria/equipos

- ***Cargas de calefacción***

Los componentes de la carga vuelven a ser básicamente los mismos aunque, por lo ya comentado, para el cálculo de la carga máxima no se consideran los efectos de la radiación. Además, en calefacción, las cargas internas no son pérdidas de calor sino ganancias, que tenderían a disminuir las necesidades del equipo propuesto, por lo que tampoco las consideramos.

- Cargas por conducción a través de cerramientos
- Carga debida a ventilación
- Carga debida a infiltraciones

### 4.3.2. CARGA TÉRMICA DE REFRIGERACIÓN

#### ▪ *Condiciones del ambiente interior*

A partir de la Tabla 4-15 seleccionamos la temperatura y humedad relativa de confort.

- Temperatura interior para verano: 24 °C
- Humedad relativa: 50 %

#### ▪ *Condiciones del ambiente exterior*

Para caracterizar el ambiente térmico exterior se han tomado los siguientes datos, proporcionados por la norma UNE 100001:2001.

- Temperatura seca exterior: 33.9 °C
- Temperatura húmeda exterior: 21.5 °C

#### 4.3.2.1. Cargas por transmisión

El cálculo de este tipo de cargas se lleva a cabo con ayuda de la Ecuación 4-5. Los locales en cuestión presentarán transferencia de calor por transmisión a través de los muros exteriores, puertas y ventanas en contacto con el exterior, muros interiores en contacto con los pasillos no acondicionados, y suelo en contacto con el sótano tampoco acondicionado.

$$Q_{Trans} = U \cdot A \cdot \Delta T_e$$

**Ecuación 4-5**

Como se puede observar, es necesario conocer el coeficiente global de transmisión  $U$ . El CTE da unas guías para su cálculo. En la Ecuación 4-6 vemos la expresión general de éste.

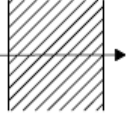
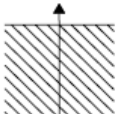
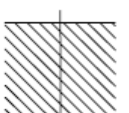
$$U = \frac{1}{\sum R_r} = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \sum_i \frac{e_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_i}}$$

**Ecuación 4-6**

Para el cálculo de  $U$  deberemos conocer las resistencias térmicas, a partir de las cuales distinguiremos cinco coeficientes de transmisión  $U$  distintos; uno correspondiente a los muros exteriores, otro a los muros interiores, otro relativo al suelo y los dos que determinan ventanas y puertas.

En cuanto a las resistencias térmicas superficiales de cerramientos en contacto con el aire exterior, se han obtenido sus valores a partir de la siguiente tabla del CTE.

Tabla 4-16. Resistencias térmicas superficiales de cerramientos en contacto con el aire exterior, en  $m^2K/W$ 

Posición del cerramiento y sentido del flujo de calor		Rse	Rsi
Cerramientos verticales o con pendiente sobre la horizontal $>60^\circ$ y flujo horizontal		0,04	0,13
Cerramientos horizontales o con pendiente sobre la horizontal $\leq 60^\circ$ y flujo ascendente		0,04	0,10
Cerramientos horizontales y flujo descendente		0,04	0,17

Con respecto a la diferencia de temperaturas equivalente que se da en cada tipo de superficie debemos diferenciar dos casos:

- Muro, ventana o puerta dando al exterior:

$$\Delta T_e = T_0 - T_{SL}$$

**Ecuación 4-7**

- Muro, ventana o puerta dando a local no acondicionado:

$$\Delta T_e = \frac{T_0 + T_{SL}}{2} - T_{SL}$$

**Ecuación 4-7**

Donde:

- $T_0$ : Temperatura exterior.
- $T_{SL}$ : Temperatura interior de diseño.

A continuación se expone el cálculo necesario para la obtención del coeficiente global de transmisión  $U$  para cada tipo de superficie.

### 1. Muros exteriores

Tabla 4-17. Espesores y propiedades muro exterior.

Material	Espesor (mm)	$\lambda$ (W/m °C)
Revestimiento de mortero de cemento	25	1.40
Ladrillo perforado	250	0.76
Pantalla antivapor	4	240
Aislante, lana de vidrio Tipo V	50	0.0033
Ladrillo hueco doble	100	0.49
Revestimiento de mortero de cemento	25	1.40
Enlucido de yeso	20	0.30

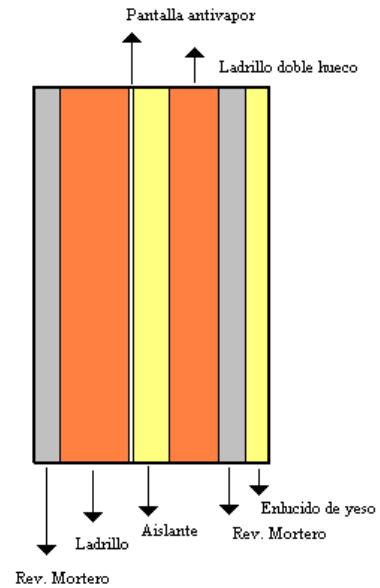


Figura 4-3. Sección muro exterior.

Con respecto a las resistencias térmicas superficiales son las que se indican a continuación para muros verticales, por lo que ya podemos obtener el valor  $U$  para los muros exteriores.

$$\frac{1}{h_e} = 0.04 \, m^2 K/W \quad \frac{1}{h_i} = 0.13 \, m^2 K/W$$

$$U_1 = \frac{1}{\sum R_T} = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \sum_i \frac{e_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_i}} = 0.431 \, \frac{W}{m^2 K}$$

### 2. Muros interiores

Tabla 4-18. Espesores y propiedades muro interior.

Material	Espesor (mm)	$\lambda$ (W/m °C)
Enlucido de yeso	20	0.30
Revestimiento de mortero de cemento	25	1.40
Enlucido de yeso	20	0.30

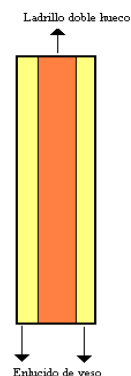


Figura 4-4. Sección muro interior.

Las resistencias térmicas superficiales no cambian para este caso siendo

$$U_2 = 1.971 \, \frac{W}{m^2 K}$$

### 3. Suelo

Tabla 4-19. Espesores y propiedades suelo.

Material	Espesor (mm)	$\lambda$ (W/m °C)
Gres	15	1
Mortero de cemento	50	1.40
Panel Wirsbo	25	0.031
Forjado cerámico	120	1
Enfoscado de cemento	20	0.26

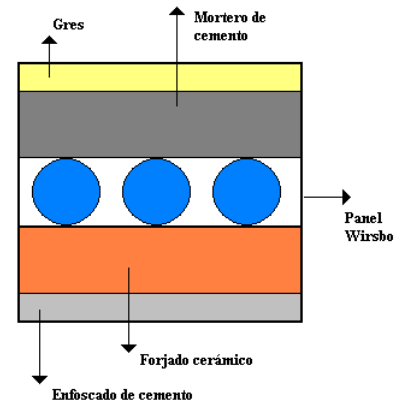


Figura 4-5. Sección suelo.

En este caso las resistencias térmicas superficiales cambian y son las que se indican a continuación, con lo que ya podemos obtener el valor  $U$  para el suelo.

$$\frac{1}{h_e} = 0.10 \, m^2 K/W$$

$$\frac{1}{h_i} = 0.10 \, m^2 K/W$$

$$U_3 = 0.797 \frac{W}{m^2 K}$$

### 4. Ventanas

Para las ventanas hemos tomado una con acristalamiento doble de carpintería metálica y espesor de la cámara de aire 30 mm, siendo su coeficiente de transmisión térmica  $U_{vent} = 3 \frac{W}{m^2 K}$ .

En cuanto a las resistencias térmicas superficiales, son las mismas que para muros verticales, por lo que  $U_4 = 1.987 \frac{W}{m^2 K}$ .

### 5. Puertas

Para las puertas de entrada a los locales hemos tomado una metálica con acristalamiento doble y cámara de 6 mm siendo su coeficiente de transmisión térmica  $U_{puerta} = 4.8 \frac{W}{m^2 K}$ .

Al igual que antes, las resistencias térmicas superficiales son las mismas que para muros verticales, por lo que  $U_5 = 2.646 \frac{W}{m^2 K}$ .



Con respecto a las áreas de las superficies verticales estudiadas se resumen en la Tabla 4-20 que se muestra a continuación.

**Tabla 4-20. Resumen de áreas.**

	Situación	Tipo de área	m <sup>2</sup>
<b>Local 1</b>	<b>Sur</b>	Muro exterior	40.91
		Ventana	2.94
		Puerta	3.09
	<b>Oeste</b>	Muro interior	29.64
		Ventana	1.8
<b>Local 2</b>	<b>Norte</b>	Muro interior	26.87
	<b>Sur</b>	Muro exterior	29.44
		Ventana	5.88
		Puerta	3.09
	<b>Este</b>	Muro interior	18.33

Sustituyendo por tanto en la Ecuación 4-5 y diferenciando cada tipo de superficie, la carga máxima por transmisión para los dos locales asciende a:

$$Q_{Trans} = 1.947 \text{ kW}$$

#### 4.3.2.2. Radiación a través de superficies acristaladas

La carga por radiación se explica como la energía incidente en los locales a través de los rayos del Sol que penetran por las ventanas y cuya energía es almacenada en cualquier cuerpo que se vea expuesto a ellos. Viene determinada por la siguiente expresión:

$$Q_{Rad} = A_{crist} \cdot I \cdot f$$

**Ecuación 4-8**

Donde:

- $A_{crist}$ : Área de las superficies acristaladas a través de las cuales penetran los rayos de sol.
- $I$ : Irradiación a través de los según orientación y hora. Figura 4-2.
- $f$ : Factor de transmitancia dependiente del tipo de cristal, uso de cortinas, etc. Para este proyecto se considerará el uso de cortinas  $f = 0.6$ .

Sustituyendo en la Ecuación 4-8, la carga máxima por radiación para los dos locales resulta ser:

$$Q_{Rad} = 1.45 \text{ kW}$$

#### 4.3.2.3. Cargas por ventilación

Debido a la renovación del aire para eliminar los olores y para introducir suficiente oxígeno en la vivienda, es necesario considerar la carga producida como consecuencia de la entrada del aire del exterior, garantizando así la calidad del aire en el interior del edificio.

Esta carga viene determinada por dos términos, uno sensible referido a la potencia calorífica que se introduce por el simple hecho de tener dos fluidos a distinta temperatura y otro latente que cuantifica la potencia calorífica debida a la humedad relativa del aire.

$$Q_{Vent}^{Sens} = q_{Vent} \cdot n^{\circ}_{pers} \cdot \rho_{aire} \cdot C_{p\ aire} \cdot (T_0 - T_{SL}) \cdot f_{simult}$$

**Ecuación 4-9**

$$Q_{Vent}^{Lat} = q_{Vent} \cdot n^{\circ}_{pers} \cdot \rho_{aire} \cdot h_{fg} \cdot (w_{ext} - w_L)$$

**Ecuación 4-10**

Donde:

- $q_{Vent}$ : Caudal de aire por persona (l/s) exigido por cuestiones de salubridad en el CTE. La norma UNE-EN 13779:2005 para ventilación no residencial establece un caudal de aire exterior por persona para zona de no fumadores de 12.5 l/s.
- $\rho_{aire}$ : Densidad del aire de ventilación a la temperatura exterior ( $kg/m^3$ ).
- $C_{p\ aire}$ : Calor específico del aire a la temperatura exterior ( $J/kgK$ ).
- $f_{simult}$ : Factor de simultaneidad. Representa la ocupación media real que tendrán los locales. Tomaremos  $f_{simult} = 0.75$ .
- $h_{fg}$ : Calor latente de vaporización ( $\approx 2500\ kJ / kg$ ).
- $w_{ext}, w_L$ : Relación de humedad exterior e interior de los locales ( $g_{aire\ seco} / g_{aire\ húmedo}$ ).

Por tanto ya estamos en disposición de obtener la carga por ventilación.

$$Q_{Vent} = 4.17\ kW$$

#### 4.3.2.4. Cargas por infiltraciones

Esta carga representa la potencia introducida o extraída a través de causas estructurales como puede ser una rendija de una puerta, defectos en el aislamiento, mal cierre de ventanas, poros en los materiales, etc. Vamos a simplificar estas cargas evaluándolas como un 10% de las cargas por transmisión del edificio.

$$Q_{Inf} = 0.19\ kW$$

#### 4.3.2.5. Cargas internas

Al igual que en las cargas por ventilación se tienen dos componentes para esta carga, una sensible y otra latente. Hay diversos factores que se ven incluidos en esta carga térmica, todos ellos pueden describirse como cargas debidas a la habitabilidad del edificio, es decir, la carga térmica emitida por las personas así como la carga térmica por la iluminación y/o equipos eléctricos.

$$Q_{Int}^{Sens} = Q_{Ocup}^{Sen} \cdot n^{\circ}_{pers} + Q_{Illum} \cdot A + Q_{Equip} \cdot A$$

**Ecuación 4-11**

$$Q_{Int}^{Lat} = Q_{Ocup}^{Lat} \cdot n^{\circ}_{pers}$$

**Ecuación 4-12**

Donde:

- $Q_{Ocup}^{Sen} = 70 \text{ W} / \text{persona}$  . Calor sensible emitido por persona.
- $Q_{Ocup}^{Lat} = 60 \text{ W} / \text{persona}$  . Calor latente emitido por persona.
- $Q_{Illum} = 20 \text{ W} / \text{m}^2$  .Calor desprendido por la iluminación artificial de los locales.
- $Q_{Equip} = 10 \text{ W} / \text{m}^2$  .Calor desprendido por los equipos presentes en los locales.
- $A = 138.35 \text{ m}^2$  . Área total de los locales comerciales.

Sustituyendo en las Ecuaciones 4-11 y 4-12 las cargas internas para los dos locales resulta ser:

$$Q_{Int} = 6.59 \text{ kW}$$

#### 4.3.2.6. Factor de seguridad

Se debe incluir un factor de seguridad que sobredimensione la instalación de manera que incluya posibles desajustes tanto en las estimaciones como en las condiciones de operación (seguridad), así como en las cargas debidas a la circulación del fluido a través de los conductos y diferentes elementos de la instalación, de esta manera se constituye de dos valores:

- Factor de cargas de la instalación:  $K_{inst} = 6\%$  .
- Factor de seguridad:  $K_{seg} = 5\%$  .

Ya estamos por tanto en disposición de obtener la carga térmica máxima de refrigeración para los dos locales comerciales objetos de estudio.

$$Q_{refrig} = (Q_{Trans} + Q_{Rad} + Q_{Vent} + Q_{Inf} + Q_{Int}) \cdot (1 + K_{inst} + K_{seg})$$

Ecuación 4-13

Siendo el resultado:

$$Q_{refrig} = 15.92 \text{ kW}$$

Después de haber obtenido la carga térmica máxima de refrigeración vamos a obtener cuales son las necesidades mes a mes para los locales, a partir de datos de temperaturas máximas y humedades extraídos de la web de Meteored. Por las condiciones climáticas de Zaragoza, los meses que requerirán carga de refrigeración son Junio, Julio, Agosto y Septiembre. La Tabla 4-21 refleja los valores obtenidos para dichos meses.

Tabla 4-21. Cargas de refrigeración, en kW.

	Junio	Julio	Agosto	Septiembre
$Q_{refrig Local1} \text{ (kW)}$	6.89	8.16	7.69	6.54
$Q_{refrig Local2} \text{ (kW)}$	4.74	5.71	5.38	4.47
$Q_{refrig Total} \text{ (kW)}$	11.63	13.87	13.07	11.01

### 4.3.3. CARGA TÉRMICA DE CALEFACCIÓN

En invierno se presenta el caso contrario al de refrigeración, ya que tendremos que contabilizar todas las pérdidas que tendrá el edificio para poder compensarlas y mantener una temperatura confortable en el interior. Las condiciones de diseño interior como ya se ha comentado deben ser distintas, ya que en invierno el grado de vestimenta es distinto. Como se dijo anteriormente, las cargas por radiación no se tendrán en cuenta, ya que el presente cálculo está pensado para la situación más adversa, que será cuando la radiación no esté presente. Tampoco se tienen en cuenta por el mismo motivo todas aquellas cargas internas.

#### ■ Condiciones del ambiente interior

A partir de la Tabla 4-15 seleccionamos la temperatura y humedad relativa de confort.

- Temperatura interior para verano: 21 °C
- Humedad relativa: 50 %

#### ▪ Condiciones del ambiente exterior

Para caracterizar el ambiente térmico exterior se han tomado los siguientes datos, proporcionados por la norma UNE 100001:2001.

- Temperatura seca exterior: -1.8 °C
- Humedad relativa: 75%

Aplicando las mismas ecuaciones que para el caso de refrigeración y teniendo en cuenta lo comentado más arriba, la carga térmica máxima de calefacción asciende a:

$$Q_{calef} = 17.94 \text{ kW}$$

Se ha estimado que será necesario calefactar durante los meses de Enero, Febrero, Marzo, Abril, Noviembre y Diciembre tras comprobar las temperaturas exteriores a lo largo del año. A continuación se muestra la carga térmica de calefacción para dichos meses.

Tabla 4-42. Cargas de calefacción, en kW.

	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Noviembre	Diciembre
$Q_{calef Local1} \text{ (kW)}$	8.50	8.29	7.89	6.80	7.02	8.19
$Q_{calef Local2} \text{ (kW)}$	6.31	6.14	5.83	5.00	5.22	6.09
$Q_{calef Total} \text{ (kW)}$	14.81	14.43	13.72	11.80	12.24	14.28

## 4.4. RESUMEN

A continuación, a partir del Gráfico 4-3, se ilustra a modo de resumen para cada mes la potencia requerida por la instalación para abastecer la demanda térmica de ACS, calefacción y refrigeración. Se observa cómo a pesar de climatizar solamente los locales comerciales, esta carga es claramente superior a la de agua caliente, de ahí que el intentar climatizar todo el edificio por medio de la instalación solar sea inviable.

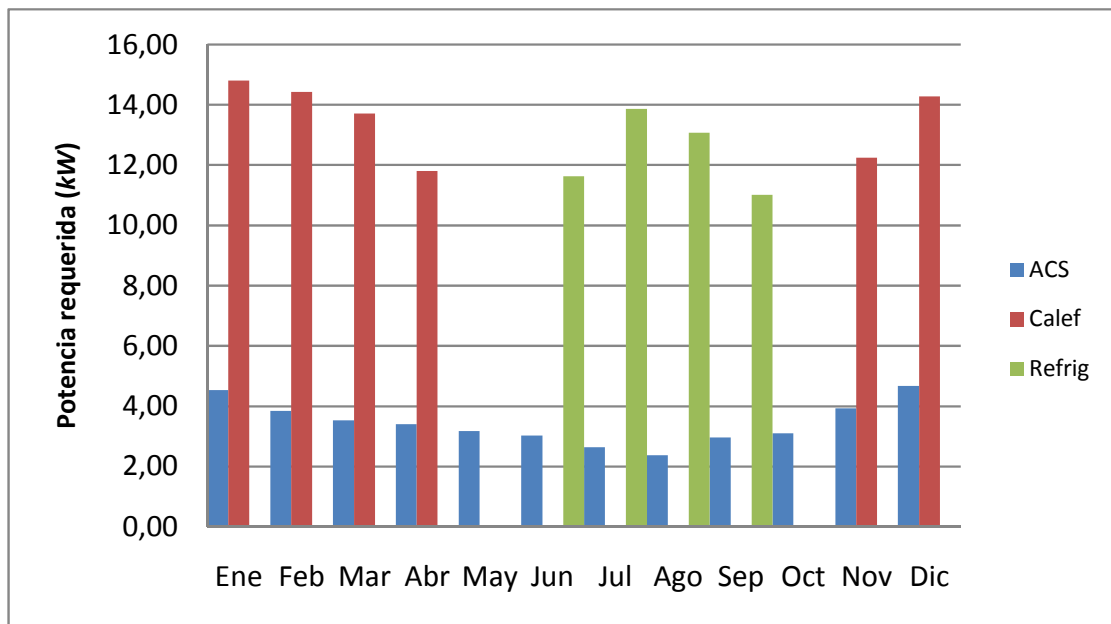


Gráfico 4-3. Potencia requerida por la instalación, en kW.

## CAPÍTULO 5: DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN

### 5.1. PRINCIPIOS BÁSICOS

Si bien se puede diseñar la instalación con una gran variedad de variantes lo cierto es que actualmente, prácticamente la totalidad de ellos consisten en la combinación de un colector de placa plana junto a un acumulador, bien formando un conjunto o bien independientemente.

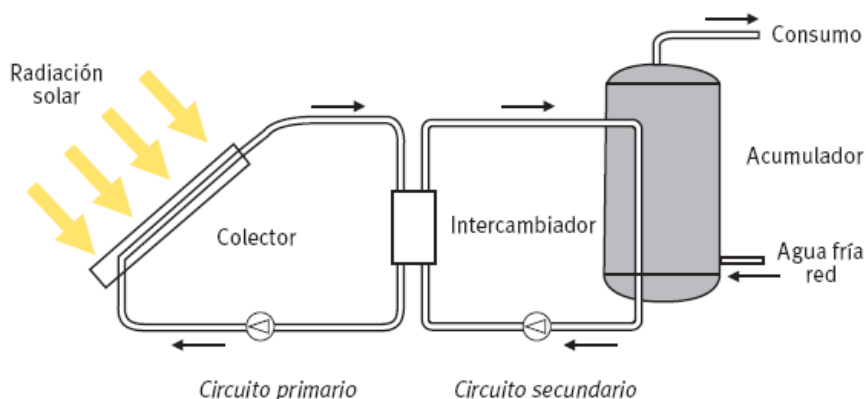


Figura 5-1. Esquema básico instalación solar de baja temperatura.

Es importante tener presente que uno de nuestros objetivos es conseguir el máximo ahorro de energía convencional y, por lo tanto, de dinero. Y esto no es a veces compatible con determinados diseños de sistemas en los que se hace trabajar indebidamente al sistema, causando así un pobre rendimiento a la inversión realizada.

Evidentemente lo primero que debemos hacer es proveer al sistema del número suficiente de colectores para poder captar la energía necesaria, eligiendo la inclinación idónea para aprovechar la máxima cantidad de energía solar disponible en cada mes. A la vez que será preciso regular la captación de dicha energía para que realmente se convierta en energía útil. Será pues necesario medir y comparar permanentemente los niveles de temperatura en los colectores y en el almacenamiento, así como disponer de los mecanismos automáticos necesarios para que en el circuito primario se establezca la circulación del fluido, en función de si se produce o no un incremento de la energía útil acumulada. Es por ello que se hace imprescindible hablar del concepto de regulación diferencial.

También deberemos prestar atención a consumir prioritariamente la energía solar, así, el sistema de almacenamiento deberá trabajar de modo que favorezca el uso prioritario de la energía solar frente a la auxiliar y nunca al revés.

En todo caso hay que asegurar la correcta conjunción entre energía solar y convencional, es decir precalentar toda el agua que posteriormente sea consumida, y alcanzar la temperatura de uso con la mínima cantidad de energía auxiliar. Así como la conveniencia de evitar mezclar la energía solar con la auxiliar.

## 5.2. SISTEMA DE CAPTACIÓN

El sistema de captación es el encargado de captar la energía solar incidente y transformarla en energía térmica. Está formado por los colectores, sus elementos de sujeción, el circuito primario con el fluido caloportante y el intercambiador de calor.

La función de los colectores consiste en recoger la energía solar en forma de radiación, transformarla en calor y transmitir éste al fluido caloportante que circula a través de ellos. Los colectores que se emplearán en esta instalación serán planos, ya que son ideales para el rango de temperaturas con el que trabajará la instalación si tenemos en cuenta la relación coste-rendimiento.

El principio de funcionamiento del captador plano se basa en una “trampa de calor” que conjuga el “efecto de cuerpo negro” con el “efecto invernadero”. Gracias a este sistema de captación se consigue absorber la mayor parte de la radiación solar que llega hasta la superficie y devolver la menos posible.

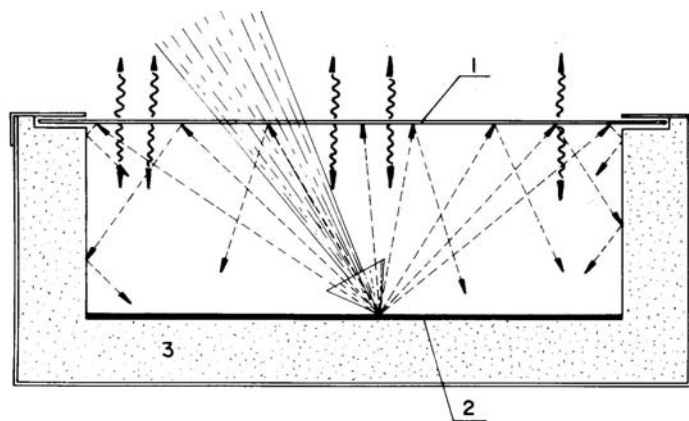


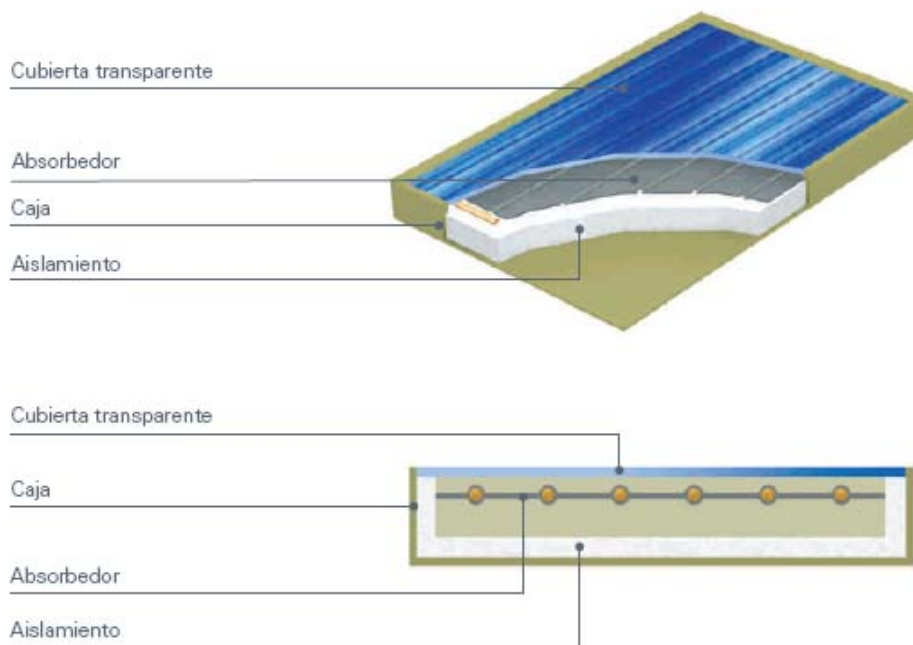
Figura 5-2. Ilustración del efecto invernadero en el seno del colector así como sus elementos:

1.- cubierta transparente, 2.- absorbedor, 3.- aislamiento y carcasa.

Los captadores planos están recubiertos de una caja herméticamente cerrada. En la cara superior de esta caja se coloca una superficie acristalada que deja atravesar la radiación solar e impide que se pierda la ganancia térmica obtenida. Generalmente la carcasa que envuelve al equipo de captación es metálica, aunque en algunos casos puede ser de plástico especial o de algún otro material.

En el interior del sistema captador se encuentra la placa absorbidora, que es el lugar donde se realiza la captación de la radiación solar propiamente dicha. Fabricada con materiales que conducen bien el calor (aluminio, cobre, planchas metálicas...), esta placa tiene un funcionamiento parecido al de un radiador: con una disposición de tubos que cuentan con una toma por donde entra el fluido a calentar y otra de salida.





**Figura 5-3. Descomposición de un colector solar plano.**

Pese a que existe un gran número de diferentes configuraciones de tubos internos, los tradicionales suelen utilizar los de tipo serpentín o los de tubo paralelo. Éstos consisten en varios tubos de cobre, orientados en forma vertical con respecto al captador, en contacto con una placa absorbidora de color oscuro que transfiere el calor al fluido circulante. El contacto entre dicha placa y el tubo por donde circula el fluido no tiene por qué ser un elemento crítico del captador siempre que esté bien sellado con cualquiera de las técnicas de soldadura disponibles en estos momentos en el mercado.

En cuanto al rendimiento de los captadores solares, resulta difícil precisar qué cantidad de energía se podrá obtener en cada momento, puesto que este tipo de captadores de baja temperatura carecen de cualquier forma de seguimiento de la posición del Sol a lo largo del día, y captan tanto la radiación directa como la difusa con resultados muy variables.

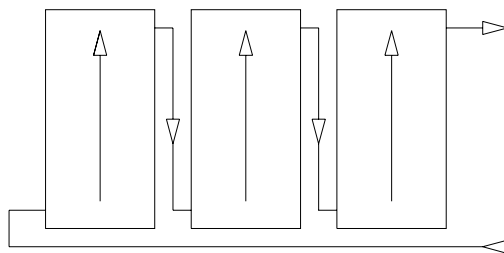
En líneas generales, la eficiencia de los captadores solares vendrá definida por su curva de rendimiento, que permite saber cuál es la cantidad de energía que podremos aprovechar en cada situación. Al respecto, existe una normativa oficial para la homologación de estos equipos en la que se evalúa la curva característica de los diferentes modelos. Esta valoración se realiza sobre captadores nuevos, y de forma puntual, no siendo representativa del comportamiento del captador a lo largo de su vida útil, ya que su eficacia podrá evolucionar de diferente manera con el paso del tiempo, en función de su mantenimiento, etc.

Un factor importante a tener en cuenta es que cuanto mayor sea la diferencia de temperatura entre la temperatura de utilización y la temperatura ambiente, mayores serán también las pérdidas térmicas y por lo tanto menor la cantidad de energía útil que podremos aprovechar. Esto significa que el rendimiento disminuye a medida que la temperatura de utilización aumenta. Por ello es importante hacer trabajar a los colectores a la temperatura más baja posible, siempre que sea compatible con la temperatura mínima necesaria para su utilización.

La temperatura que alcanza el fluido es siempre menor que la del absorbedor, debido a las características físicas del proceso de conducción del calor. Además la temperatura no es igual en todos los puntos del fluido, por lo que utilizaremos una temperatura media, la cual definiremos por la semisuma de las temperaturas de la fluido caloportador a la entrada y a la salida. Notar que cuando el colector está funcionando deberá cumplirse que la temperatura de salida es mayor que la entrada, de lo contrario ocurriría que el absorbedor estaría perdiendo calor hacia exterior a expensas del fluido caloportador, hecho que podría ocurrir si se hiciese circular el fluido por la noche o en momentos de nubosidad.

Una vez expuesto el funcionamiento de los colectores individualmente vamos a indicar el acoplamiento entre ellos y por consiguiente la formación del campo de colectores.

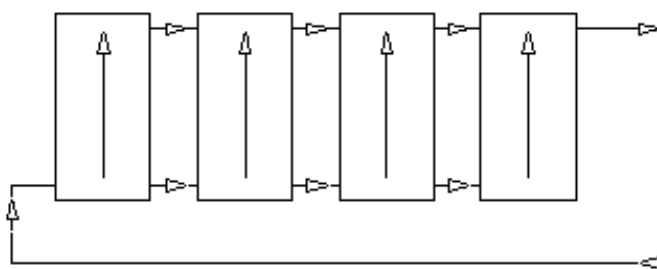
El acoplamiento en serie de los colectores tiene como consecuencia un aumento de la temperatura del fluido caloportante, a costa de disminuir el rendimiento de la instalación, debido que al ir pasando el fluido de un colector a otro la temperatura de entrada en cada uno va aumentando y por lo tanto disminuyendo la eficacia global del sistema.



**Figura 5-4. Conexión en serie.**

Esto es por lo que no son muchas las veces que se tiende a esta solución, sólo en algunas aplicaciones en las que es necesario una temperatura superior a la de los 50°C. En todo caso no es recomendable, y así lo estipula el CTE, colocar en serie más de tres colectores.

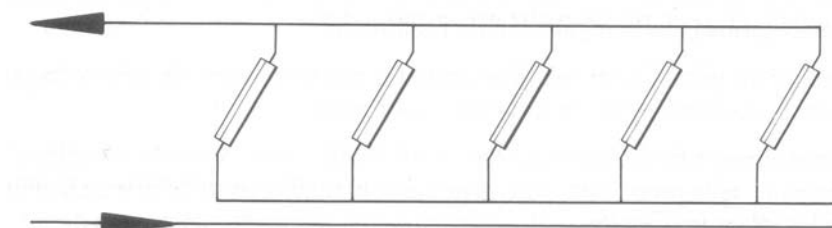
Lo más habitual es disponer los colectores acoplados en paralelo, o en caso de disponerse en varias filas colocarse éstas también en paralelo, de cualquier forma éstas deberán tener el mismo número de unidades y estar colocadas paralelas, horizontales y bien alineados entre sí.



**Figura 5-5. Conexión en paralelo.**

El número de captadores que se pueden conectar en paralelo tendrá en cuenta las limitaciones del fabricante, debiéndose instalar válvulas de cierre en la entrada y salida de las distintas baterías de captadores y entre las bombas, de manera que puedan utilizarse para aislamiento de estos componentes en labores de mantenimiento, sustitución, etc.

La colocación del campo de colectores debe asegurar que el recorrido hidráulico sea el mismo para todos los colectores, de no ser así, los saltos térmicos de los colectores serían diferentes de unos a otros, reduciéndose el rendimiento global de la instalación. A fin de garantizar el equilibrio hidráulico es necesario disponer las conexiones de los colectores entre sí de forma que se realice el llamado retorno invertido.



**Figura 5-6. Esquema de conexionado conocido como retorno invertido.**

La longitud del circuito debe ser la más reducida posible para paliar las posibles pérdidas hidráulicas y de calor en el mismo. Y no hay que olvidar que el diseño debe permitir montar y desmontar los colectores.

En cuanto al fluido caloportante, éste tendrá que cumplir ciertos requisitos. En primer lugar al estar los colectores en el exterior, por las noches en invierno estarán expuestos a temperaturas bajo cero, y si el fluido se congelase podría llegar a producir roturas en el sistema debido a la dilatación. Para evitar esto se puede drenar el sistema cuando la temperatura exterior provoque la congelación, calentarlo por medio de resistencias o, lo más oportuno y que se utilizará aquí, emplear un anticongelante. También tiene que evitar descomponerse a temperaturas elevadas. Otro requisito es que tenga un calor específico elevado, ya que se encargará de evacuar el calor de los colectores, y cuanto más alto sea mejor llevará a cabo esta función.

En este proyecto se utilizará para el circuito primario una mezcla de agua y propilenglicol. Para determinar el porcentaje exacto de la mezcla es necesario conocer la temperatura mínima histórica de Zaragoza, y que resulta ser  $-11\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Se entra con un margen de tres o cuatro grados de margen a la ecuación de congelación de las propiedades del propilenglicol y se ve cual es porcentaje de la mezcla al que se produce la congelación. En este caso es del 40% de propilenglicol en agua. En el Anexo I: Planos y Diagramas se muestran las propiedades de éste.

El intercambiador de calor es el elemento que se encarga de dividir el circuito primario del secundario. Éstos deben ser distintos para evitar la mezcla del líquido anticongelante con agua que se utiliza en el sistema de almacenamiento. En este caso se empleará un intercambiador de placas.

### 5.3. SISTEMA DE ALMACENAMIENTO

Sin duda, la energía que se recibe del Sol no siempre coincide con las épocas de mayor consumo. Por ese motivo, si se quiere aprovechar al máximo la energía que nos concede el Sol, será necesario acumular la energía en aquellos momentos del día que más radiación existe, para utilizarla posteriormente cuando se produzca la demanda.

Lo habitual es almacenar la energía en forma de calor en depósitos especialmente diseñados para este fin. Según las características específicas del tanque de almacenamiento y los materiales con los que haya sido fabricado, podremos conseguir guardar las calorías ganadas durante más o menos tiempo; desde unas horas (ciclo de la noche al día), hasta dos días como máximo. Para este proyecto, el sistema de almacenamiento está constituido por el circuito secundario, tanque de almacenamiento general y tanque de almacenamiento de ACS.

Por norma general, darán mejores resultados aquellos depósitos que tienen forma cilíndrica, en proporciones de uno de ancho por dos de alto. Esto se debe al fenómeno de estratificación por el que el agua caliente disminuye su densidad y tiende a ascender por encima del agua fría, que pesa más. Cuanto mayor sea la altura del depósito, mayor será también la diferencia de temperatura entre la parte superior e inferior del tanque de almacenamiento.

Del mismo modo, también será importante tener en cuenta la capacidad de acumulación del depósito a utilizar, que deberá mantener un equilibrio conforme a la superficie de captación solar. Si el depósito fuera demasiado pequeño se desperdiciaría parte de la energía obtenida, mientras que si fuera demasiado grande no conseguiríamos alcanzar las temperaturas adecuadas de funcionamiento. Por eso existe una proporción adecuada entre los metros cuadrados de la superficie de captación y las dimensiones del tanque de almacenamiento. El depósito de acumulación más apropiado para los niveles de radiación que se dan en España y para agua caliente sanitaria, es el de 60 litros por m<sup>2</sup> en las regiones con menos horas de sol y de 100 litros por m<sup>2</sup> en las zonas con mayor intensidad de soleamiento.

Pueden encontrarse muchos tipos de depósitos para agua caliente en el mercado, siendo los materiales de construcción más adecuados el acero, el acero inoxidable, el aluminio y la fibra de vidrio reforzado. La adecuada elección del material de construcción tiene especial importancia porque uno de los problemas más importantes de las instalaciones solares es la calidad del agua, que puede producir corrosiones en el tanque de almacenamiento. En general no es aconsejable efectuar una instalación solar con dos materiales de distinta naturaleza, ya que se favorece la creación de pares galvánicos.

La corrosión puede prevenirse también mediante sistemas electrónicos especificados en las características de diseño, o insertando el denominado “ánodo de sacrificio” que debe ser cambiado periódicamente. Los depósitos acumuladores, con el fin de disminuir las pérdidas, están recubiertos de un material aislante, pudiendo además recubrirse con una funda para incrementar su durabilidad.

El tanque de ACS debe estar separado del general, ya que el agua almacenada en este último circula a través del suelo radiante en invierno y de la máquina de absorción en verano. No sería recomendable por tanto que el agua de consumo se mezclara con esta otra agua.

## 5.4. TUBERÍAS

El IDAE recomienda que, tanto para el circuito primario como para el secundario o de servicio de ACS, se utilice cobre, acero inoxidable o plástico (debiendo ser acreditado apto para esta aplicación).

El diámetro de las tuberías se seleccionará en función del caudal deseado, pero de forma que la pérdida de carga unitaria nunca sea superior a 40 *mm* de columna de agua por metro lineal.

El diseño de las tuberías atiende también al criterio del aislamiento para minimizar las pérdidas de calor debidas al transporte del fluido caloportador. Por este motivo, se han escogido unas tuberías de cobre (barato fácil de trabajar, baja pérdida de carga, óptimo para diámetros mayores de 5 *mm* y gran resistencia a la corrosión).

## 5.5. OTROS COMPONENTES

Existen otros componentes en la instalación solar que, aunque no intervienen en las pérdidas de la instalación, son igualmente importantes para el buen funcionamiento del conjunto. Más adelante se detallarán sus características técnicas.

- Bomba de circulación del fluido:

Es un dispositivo electromecánico que produce la circulación forzada del fluido a través de un circuito. En el diseño de una bomba es necesario definir la presión de trabajo, que vendrá determinada por la pérdida de carga a lo largo de las tuberías.

Las bombas de circulación son preferentemente del tipo en línea (pero también las puede haber de rotor seco o húmedo o de bancada); están montadas en las zonas más frías del circuito y en tramos de tubería verticales. La bomba permitirá efectuar de forma simple la operación de purga.

En el caso de la instalación de ACS deben emplearse materiales resistentes a la corrosión. Por supuesto, las bombas serán resistentes a la presión máxima del circuito, seleccionando la bomba ideal de forma que el caudal y la pérdida de carga de diseño se encuentren dentro de la zona de rendimiento óptimo especificado por el fabricante.

- Vaso de expansión:

Es un dispositivo que permite absorber las variaciones de volumen y presión en un circuito cerrado producidas por las variaciones de temperatura del fluido circulante. Existen de dos tipos: *abiertos* o *cerrados*, según estén o no en comunicación con la atmósfera.

- *Abiertos*: eliminan los vapores a la atmósfera
- *Cerrados*: en general más ventajosos ya que permiten la operación de la instalación a presión superior a la atmosférica, lo que reduce el riesgo de ebullición; aunque deben llevar una válvula de seguridad adicional para evitar sobrepresiones. También presentan otras ventajas tales como, posibilidad de montaje en cualquier punto, no necesidad de aislamiento, no absorción de oxígeno del aire evitando por lo tanto la corrosión, ausencia de pérdidas y con ello de los problemas con el agua de reposición.

En este caso se han utilizado vasos de expansión de tipo cerrado.

- Purgador de aire o de vapor:

Este dispositivo permite la salida del aire acumulado en el circuito. Se colocan en los puntos altos de la salida de baterías de colectores, de tal forma que no se pueden helar y no se pueda acumular agua en las líneas.

Están constituidos por botellines de desaireación y purgador manual o automático. El volumen útil del botellín será superior a  $100\text{ cm}^3$  y los purgadores automáticos deben soportar la temperatura de estancamiento del colector definida como la temperatura alcanzada por el colector cuando, expuesto a la máxima radiación disponible en la zona de diseño, el flujo de líquido a través del mismo es nulo.

En general, el trazado del circuito debe evitar los caminos tortuosos para favorecer el desplazamiento del aire atrapado hacia los puntos altos. Los trazados horizontales de tubería han de tener siempre una pendiente mínima del 1% en el sentido de la circulación.

- Aerotermo

Se protegerá la instalación contra posibles sobrecalentamientos mediante un aerotermo situado en cubierta, preferentemente en lugar sombreado.

- Válvulas de corte

La instalación de válvulas de corte, normalmente de esfera, permite interrumpir manualmente la circulación del fluido caloportador en los diferentes tramos del circuito, por ejemplo para proceder a reparaciones o acciones de mantenimiento.

- Válvulas de equilibrado

Las válvulas de equilibrado permiten regular el caudal y/o la pérdida de carga del circuito permitiendo el equilibrado hidráulico de la instalación y evitando caminos preferentes del fluido.

- Válvulas antirretorno

La función de las válvulas antirretorno es impedir la circulación del fluido en sentido contrario al deseado. Se instalan generalmente en las tomas de llenado de la instalación y en el circuito primario solar para evitar la circulación del fluido caloportador en sentido inverso al de trabajo.

- Válvulas de vaciado

La instalación de válvulas de vaciado permitirá eliminar el agua de la instalación para facilitar los trabajos de reparación o sustitución. Deberán preverse válvulas de vaciado en puntos bajos de la instalación, como por ejemplo en las columnas de distribución y en la parte inferior de los depósitos de acumulación.

- Válvulas de seguridad:

Son dispositivos que limitan la presión máxima del circuito. Los circuitos primario y secundario deben ir provistos de válvulas de seguridad, taradas a una presión que garantice que en cualquier punto del circuito no se supere la presión máxima de trabajo de los componentes.

- Filtros

Las bombas y válvulas automáticas deberán protegerse mediante la instalación de filtros que retengan las impurezas que puedan existir en el interior de las conducciones de la instalación.

## 5.5. ACS

El sistema de ACS se encarga de la preparación del agua caliente desde la entrada por el sistema de distribución de red, hasta la entrada a cada vivienda. Está compuesto por el tanque de almacenamiento de ACS, la caldera y todas las tuberías y demás elementos que hacen posible la circulación del agua de red hasta las viviendas.

El agua de red entrará en el tanque de ACS donde se calentará con el agua procedente del tanque general. Saldrá por la parte superior hacia la caldera, donde se recalentará hasta los 60°C que exige la norma. Si esta temperatura se ha alcanzado ya en el tanque, el agua pasará por un bypass evitando la caldera. Después de la caldera existe otro pequeño tanque de almacenamiento cuya función es almacenar agua para los picos de demanda, para que la potencia de la caldera no tenga que ser muy alta. Tras este tanque, al agua se dirige ya hacia las viviendas.

## 5.6. REFRIGERACIÓN

El sistema de refrigeración es uno de los dos sistemas que, a diferencia del resto, trabajarán solo en una época concreta del año. Dado el clima en Zaragoza, será necesario solo los meses de Junio, Julio, Agosto y Septiembre. Durante estos meses, una bomba activará un circuito que toma agua caliente del tanque de almacenamiento general y lo lleva a una máquina de absorción. Esta máquina de absorción se encarga de producir el frío que es enviado a los locales comerciales.

El enfriamiento del agua de condensación se garantizará mediante una torre de refrigeración a circuito cerrado situada en la cubierta del edificio. La torre estará construida en chapa de acero para garantizar un buen comportamiento y durabilidad de la superficie exterior expuesta a los agentes contaminantes y agresivos de las áreas urbanas.

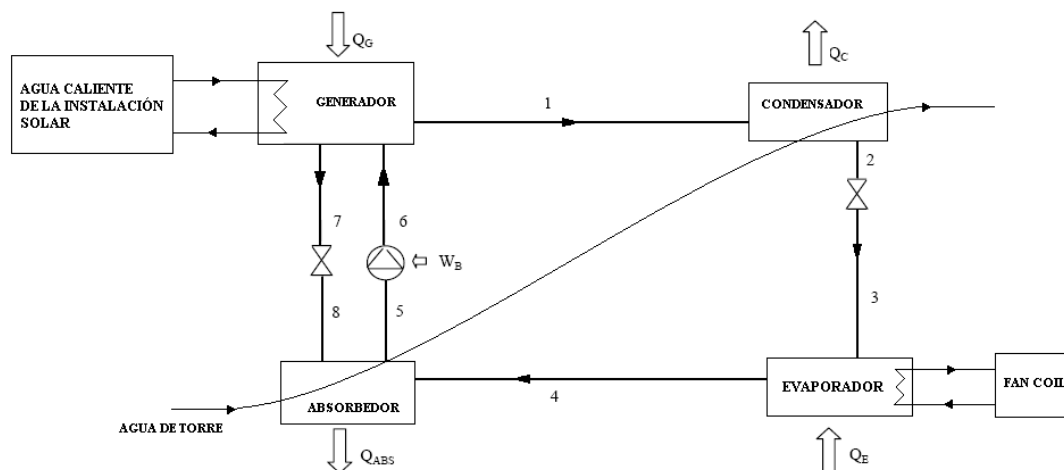


Figura 5-7. Esquema máquina de absorción de instalación solar.

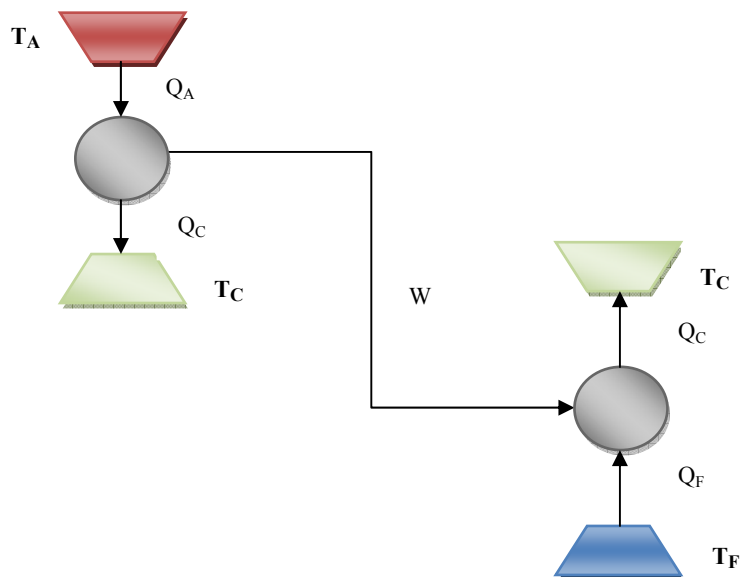
Una máquina de absorción se rige según el esquema de la Figura 5-7. El efecto de refrigeración tiene lugar, igual que en el caso de un ciclo de compresión mecánica, en el evaporador. El refrigerante se evapora en este elemento absorbiendo calor del medio a enfriar. A la salida (4) se encuentra en estado de saturación o ligeramente recalentado. Es aquí cuando, a diferencia de una máquina de compresión, el refrigerante entra en el absorbedor. Aquí, una disolución de refrigerante y absorbente, absorbe el vapor procedente del evaporador. En este proceso se libera calor que es evacuado al ambiente (agua de refrigeración). A la salida del absorbedor (5) la disolución, rica en refrigerante, es bombeada al generador hasta la presión alta (6). Esta presión viene definida por la temperatura en el ambiente exterior, hacia donde se rechazará más adelante el calor de condensación. En este punto se hace hervir la disolución mediante un aporte de calor, con el fin de separar el refrigerante que es el componente más volátil de la mezcla. La disolución, ahora ya pobre en refrigerante (7), es devuelta, a través de una válvula de expansión para reducir su presión (8), al absorbedor. El refrigerante que quedó en forma de vapor sobrecalentado en el generador, es enviado hacia el condensador (1). Al entrar en una zona de menor temperatura se condensa, liberando calor. A la salida del condensador (2), una válvula de expansión se encarga de llevar el refrigerante desde el estado de líquido saturado hasta la presión del evaporador (3).



La diferencia de operación entre el ciclo de compresión mecánica y la máquina de absorción reside en la fuente de energía que se emplea para mover el refrigerante desde el evaporador hasta el condensador. En el caso de la compresión mecánica, la fuente de energía es eléctrica que alimenta el compresor. El trabajo mecánico consumido es del orden del calor absorbido en el evaporador.

La máquina de absorción por el contrario es accionada por transferencias de energía en forma de calor (el calor suministrado en el generador para separar el vapor de refrigerante), siendo despreciable el trabajo mecánico que se requiere para elevar la presión de la disolución (en fase líquida) en la bomba.

Observando el ciclo de refrigeración mecánica de vapor como combinación de un ciclo de Carnot directo combinado con un ciclo inverso de Carnot es fácil hacer comparaciones con el ciclo de refrigeración por absorción ideal. De esta manera un sistema de refrigeración en el que se tuviera en cuenta la procedencia de la energía mecánica que se emplea para accionarlo podría representarse como en el esquema de la Figura 5-8.



**Figura 5-8. Ciclo directo e inverso de Carnot combinados.**

Haciendo los balances de cada ciclo y teniendo en cuenta que se tratan de ciclos ideales de Carnot es posible relacionar el trabajo, producido por el ciclo directo y consumido por el ciclo inverso, con los calores intercambiados entre los focos. Como la relación entre calores es equivalente a la relación de temperaturas se cumple la Ecuación 5-1.

$$W = Q_A - Q_C = Q_A \left( 1 - \frac{T_C}{T_A} \right) = W = Q_C - Q_F = Q_F \left( \frac{T_C}{T_F} - 1 \right)$$

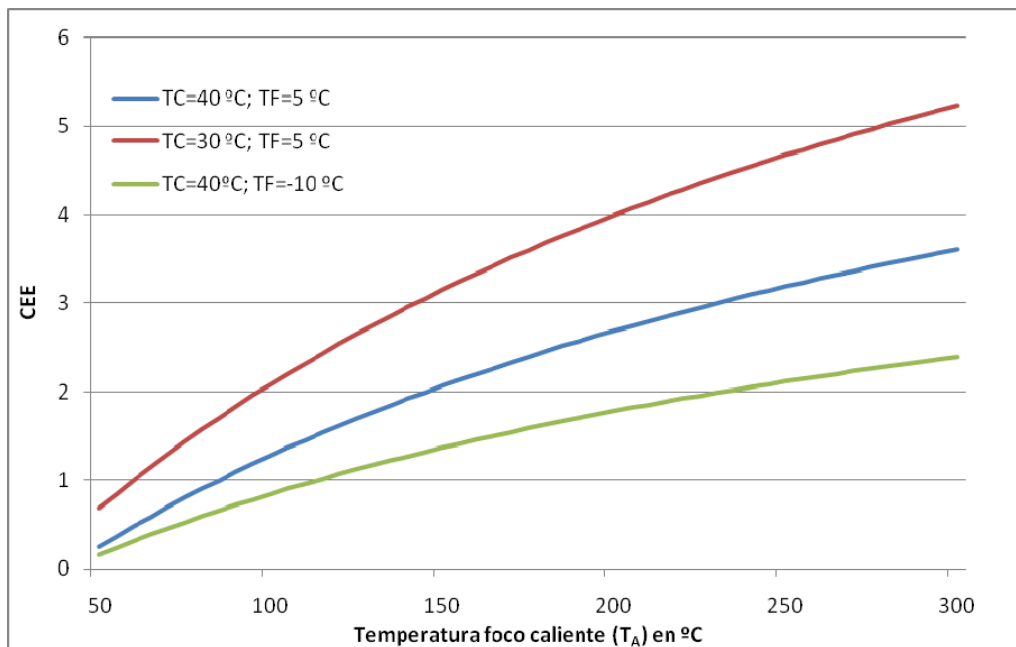
**Ecuación 5-1**

El coeficiente de eficiencia energética (*CEE*) combinado para ambos ciclos se puede calcular según la Ecuación 5-2.

$$CEE = \frac{Q_F}{Q_A} = \frac{T_F}{T_C - T_F} \cdot \frac{T_A - T_C}{T_A}$$

Ecuación 5-2

Utilizando la Ecuación 5-2 se puede dibujar el Gráfico 5-1 para ver con claridad la dependencia del *CEE* con las distintas temperaturas. Como era de prever, el *CEE* aumenta con la temperatura del foco caliente ( $T_A$ ) y con la disminución de la de la temperatura a la que el ciclo rechaza el calor (típicamente la temperatura del condensador  $T_C$ ).

Gráfico 5-1. *CEE* para distintas temperaturas.

Los ciclos de refrigeración por compresión mecánica trabajan con temperaturas en el foco caliente del orden (o superiores) a 300 °C, correspondiente con la fuente de calor empleada en las centrales térmicas para la producción de energía eléctrica, lo que proporciona un *CEE* del orden de 3. Sin embargo la temperatura en el foco caliente de los ciclos de absorción es más baja, del orden de 100 °C, lo que corresponde a un *CEE* en torno a 1, inferior al *CEE* de la máquina de compresión mecánica. Esta desventaja inicial, sin embargo, se convierte en ventaja si se tiene en cuenta que los ciclos de absorción, dado que la temperatura necesaria en el generador es relativamente baja, pueden ser accionados con calor residual, como es el caso de agua caliente proveniente de una instalación solar térmica de baja temperatura.

La gran ventaja que presentan los ciclos de absorción es que pueden aprovechar el calor residual de otra aplicación, como en este caso de una instalación solar, para obtener el agua caliente necesaria en el generador, pero no resulta económico ni ecológico calentar dicho agua quemando un combustible fósil. La alternativa a este sistema consiste en disponer un sistema de compresión mecánica convencional en paralelo que entre en marcha cuando la máquina de absorción, no pueda atender toda la demanda de refrigeración requerida a partir de la energía solar. (Figura 5-9).

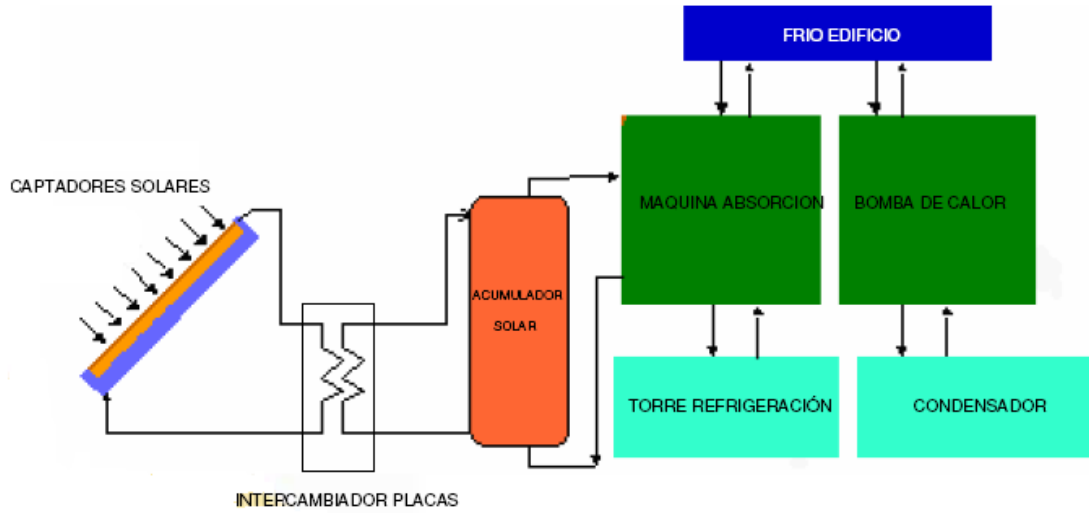


Figura 5-9. Esquema instalación de refrigeración propuesta.

A continuación se hace una comparativa de lo que costaría satisfacer la demanda de frío con los dos equipos por separado utilizando como materia prima un combustible fósil:

$$Q_{evap}^{abs} = Q_{gen} \cdot CEE_{abs} = \dot{m}_{c_c} \cdot L_c \cdot \eta_q \cdot CEE_{abs}$$

Ecuación 5-3

$$Q_{evap}^{conv} = \dot{W}_e \cdot CEE_{conv} = \dot{m}_{c_{pp}} \cdot L_c \cdot \eta_{pp} \cdot CEE_{conv}$$

Ecuación 5-4

Igualando ambas ecuaciones:

$$C_f = \frac{\dot{m}_{c_c}}{\dot{m}_{c_{pp}}} = \frac{\eta_{pp} \cdot CEE_{conv}}{\eta_q \cdot CEE_{abs}}$$

Ecuación 5-5

Donde:

- $CEE_{conv} \approx 3$  Es el  $CEE$  de la máquina convencional.
- $CEE_{conv} \approx 0.7$  Es el  $CEE$  de la máquina de la máquina de absorción
- $\eta_{pp} \approx 0.4$  Es el rendimiento de la planta de generación eléctrica.
- $\eta_q \approx 0.9$  Es el rendimiento de la caldera de combustible fósil.

Sustituyendo en la Ecuación 5-5 se llega a que  $C_f \approx 1.9$ , por lo que no resulta rentable accionar la máquina de absorción quemando un combustible fósil en una caldera. Por tanto, se diseñará la máquina de absorción de manera que sea capaz de atender toda la demanda de refrigeración, sin embargo, como se verá más adelante, la instalación solar sólo contribuirá con un pequeño aporte que no sobrepasará el 50%, por lo que el equipo convencional deberá aportar el resto hasta completar la demanda requerida.

A efectos de dimensionamiento y cálculos económicos, no consideraremos en el proyecto el equipo convencional de producción de frío por salirse del objeto del mismo.

## 5.7. CALEFACCIÓN

El sistema de calefacción será el otro sistema estacional. Según el clima de Zaragoza se ha visto que será necesario durante los meses de Enero, Febrero, Marzo, Abril, Noviembre y Diciembre. Esta época coincide con la de menor radiación solar recibida, por lo que habrá problemas para realizar un aporte considerable. Si se tiene en cuenta que los sistemas tradicionales de calefacción trabajan a una temperatura entorno a los  $70^{\circ}\text{C}$ , habría que hacer trabajar la instalación a una elevada temperatura, aumentando con ello las pérdidas debido a la diferencia entre las temperaturas ambientales y las de la instalación. Es por este motivo que es mucho más conveniente utilizar un sistema de suelo radiante para calefactar las viviendas. Este consiste en un entramado de tuberías de polietileno reticulado que se instala en el suelo de la vivienda, por el cual circula agua caliente a temperaturas en torno a los  $35\text{-}45^{\circ}\text{C}$ . De esta manera, el suelo alcanza temperaturas de  $20\text{-}28^{\circ}\text{C}$ . Para evitar pérdidas hacia abajo, se colocan las tuberías encima de una capa de aislamiento térmico. Por encima de estas, se vierte una capa de 2 a 3 cm de espesor de mortero tratado para que aumente su conductividad térmica.

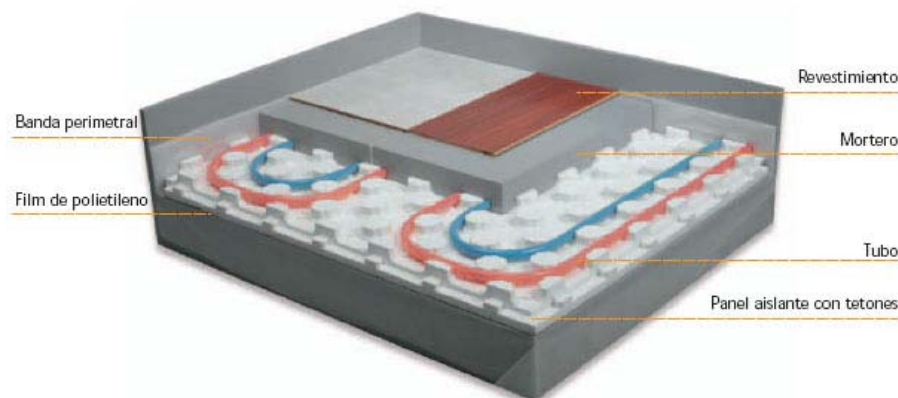
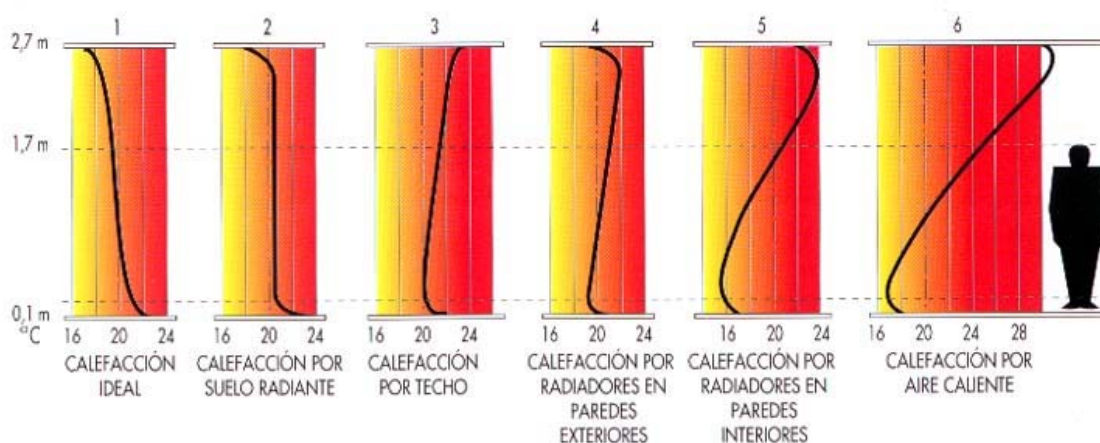


Figura 5-10. Esquema del suelo radiante.

Las ventajas de un sistema de suelo radiante frente a los sistemas tradicionales de calefacción son múltiples.

En primer lugar, el suelo radiante es el sistema de calefacción que más se aproxima a la distribución ideal de la temperatura del cuerpo humano. La temperatura del aire a la altura de la cabeza es ligeramente menor que la temperatura del aire a la altura de los pies, lo que produce una mayor sensación de confort por parte del usuario. El resto de sistemas de calefacción acumulan el calor a la altura del techo, lo que provoca unas pérdidas de energía térmica considerables. La Figura 5-11 muestra la distribución típica de los sistemas de calefacción más comunes.



**Figura 5-11. Distribución vertical de temperaturas en función del sistema de calefacción.**

Por otro lado, la emisión térmica en el suelo radiante es uniforme, ya que toda la superficie del pavimento irradia calor. Esto evita que se creen recirculaciones grandes en las estancias, que causen movimientos de polvo que hacen que el ambiente sea menos higiénico.

Tampoco se forma acumulación de polvillo quemado, como es el caso de la calefacción por radiadores, ya que en ésta la elevada temperatura de los radiadores hace que el polvillo que se deposite en éstos se queme. El ambiente también se reseca menos.

Una de las razones más importantes es el ahorro energético. Este viene por varios lados. En primer lugar se ahorra energía a la hora de la generación por reducir las temperaturas de trabajo. En segundo lugar, la distribución de las temperaturas más uniforme, como ya se vio anteriormente, hace que se reduzcan las pérdidas.

No hay que olvidar que el suelo radiante ofrece una total libertad para el diseño de interiores ya que no hay elementos emisores visibles. Es por esto que también se le conoce como la calefacción invisible.

## 5.8. SISTEMA DE APOYO CONVENCIONAL

El sistema de energía auxiliar es un elemento imprescindible en toda instalación solar si no se quieren sufrir restricciones energéticas en aquellos periodos en los que no hay suficiente radiación y/o el consumo es superior a lo previsto. Para prevenir estas situaciones, casi la totalidad de los sistemas de energía solar térmica cuentan con un apoyo basado en energías "convencionales". La fuente de apoyo es muy variable, aunque en general es recomendable que se encuentre vinculada a un sistema de control. Algunos sistemas de apoyo son:

- *Eléctricos*, sobre todo para equipos pequeños, en los que la energía se suministra dentro del acumulador mediante una resistencia.
- *Calderas de Gas o Gasóleo*. Este tipo de apoyos, según el diseño de la instalación, pueden provenir de las instalaciones preexistentes (adecuadamente modificadas) o bien realizarse de modo simultáneo a la instalación solar. En todo caso, y dependiendo de las demandas a satisfacer (puntuales, prolongadas, estacionales...) es posible emplear sistemas de calentamiento instantáneo o sistemas provistos de acumulador independiente u otros acumuladores intermedios.

En nuestro caso elegiremos una caldera de gas natural que tenga potencia suficiente para cubrir toda la demanda de ACS y calefacción por si misma ante cualquier imposibilidad de aporte solar.

En cualquier caso, siempre será necesario que exista un mecanismo de control adecuado que gestione correctamente la instalación, con el fin de reducir al máximo la entrada en funcionamiento del sistema de energía de apoyo.

## 5.9. SISTEMA DE CONTROL

Será necesario también un sistema de control que asegure el correcto funcionamiento de las instalaciones, procurando obtener un buen aprovechamiento de la energía solar captada y asegurando un uso adecuado de la energía auxiliar. El sistema de regulación y control comprenderá el control de funcionamiento de los circuitos y los sistemas de protección y seguridad contra sobrecalentamientos, heladas etc.

El control de funcionamiento normal de las bombas del circuito de captadores, deberá ser siempre de tipo diferencial. Una sonda de temperatura (sonda caliente  $T_1$ ) se sitúa a la salida de uno de los grupos de captadores solares, de modo que su lectura sea representativa de la temperatura en los captadores. La segunda sonda (sonda fría  $T_2$ ) se sitúa en la parte inferior del acumulador solar. En el caso que exista más de un acumulador solar, como será nuestro caso, se elige el depósito del que parta la conexión de ida hacia el intercambiador o los captadores, es decir el tanque de almacenamiento general.

En el caso de nuestra instalación, la cual dispone de un intercambiador exterior de placas y dos bombas de circulación (Figura 5-12), es posible utilizar el mismo mecanismo de regulación, poniendo en marcha y deteniendo ambas bombas simultáneamente.



**Figura 5-12. Detalle del sistema de regulación.**

Un sistema habitual consiste en emplear un regulador que incluye dos sondas de temperatura,  $T_1$  y  $T_2$ , y una sonda de insolación CS. En este caso, la sonda caliente  $T_1$  se sitúa a la entrada del circuito primario al intercambiador de calor de placas y la sonda  $T_2$ , como en el caso anterior, en la parte inferior del acumulador solar. La sonda de insolación CS se sitúa en el exterior, junto a los captadores y con la misma inclinación y orientación que éstos.

El funcionamiento es el siguiente:

- La bomba del circuito primario se pone en funcionamiento cuando la insolación sobre el campo de captadores, medida por la sonda CS, es suficiente para permitir una captación efectiva de energía ( $> 100 W/m^2$ ).
- Estando el circulador primario en marcha, se produce un aumento de la temperatura del circuito de captadores. Cuando la sonda de temperatura situada a la entrada del intercambiador de calor detecta una temperatura  $T_1$  superior en  $4-6^\circ C$  a la temperatura  $T_2$  medida por la sonda situada en la parte inferior del acumulador solar, la regulación pone en marcha la bomba del circuito secundario, iniciándose la aportación de energía solar al depósito acumulador solar.
- El circulador secundario se detiene cuando la diferencia entre  $T_1$  y  $T_2$  es inferior a unos  $2^\circ C$ .

Los saltos de temperatura entre  $T_1$  y  $T_2$  para la regulación de la bomba del secundario pueden ser modificados con la instalación en marcha para optimizar su funcionamiento.

## CAPÍTULO 6: DISEÑO DE LA INSTALACIÓN

En este capítulo se va a proceder a calcular todos los sistemas anteriormente descritos. En primer lugar se hará un cálculo del número de paneles necesarios para cumplir con la normativa relativa a la producción de ACS. A partir de este dato somos capaces de obtener la fracción solar mes a mes que cubre la instalación y observar aquellos meses en los que hay excesos y carencias de aporte solar. Puesto que para climatización no hay ninguna normativa que nos imponga un determinado grado de cobertura solar, debemos fijar nosotros este parámetro basándonos en la información anteriormente obtenida y sin olvidarnos del propósito para esta aplicación, que no es otro que dar apoyo intentando aprovechar al máximo el exceso de energía sobrante si la hubiere.

Mediante una hoja de cálculo realizada con el programa Mathcad, somos capaces de resolver los distintos sistemas de ecuaciones que más adelante se plantean.

Los pasos que se han seguido son los siguientes:

- Cálculo de la instalación de ACS considerando únicamente las pérdidas dadas por la curva de normalización del colector empleado.
- Cálculo de las pérdidas en los colectores teniendo en cuenta las condiciones exteriores de viento y temperatura, y pérdidas en tuberías del circuito primario y tanque de almacenamiento.
- Revisión del área necesaria teniendo en cuenta dichas pérdidas.
- Cálculo de la instalación global.
- Cálculo del aporte solar a cada sistema.

### 6.1. INSTALACIÓN DE ACS SIN PÉRDIDAS

En este apartado se va a obtener el área de captación óptima para una instalación puramente de ACS. Esta instalación será ficticia, pero con ella determinaremos el área necesaria para este propósito así como las temperaturas que se dan en los distintos puntos de la instalación, además de la posibilidad de añadir más área con el fin de cubrir parte de la demanda de refrigeración y calefacción.

Únicamente consideraremos las pérdidas en los colectores dadas por la curva de normalización. La caracterización energética de un captador solar viene definida por su rendimiento. En general, se define el rendimiento de un captador como la relación entre el flujo energético que le llega (radiación solar) y la energía útil que se transmite al fluido caloportador. Sin embargo, este rendimiento se caracteriza por no ser constante, lo que obliga a definirlo



mediante una curva dependiente de tres parámetros externos: la irradiación, la temperatura ambiente y la temperatura de entrada en el captador del fluido caloportador.

Los coeficientes que acompañan a estas variables definen el comportamiento del captador, pudiendo establecerse un criterio de calidad energética de éste en función de los valores que tengan estos coeficientes. Por este motivo, se facilitan los valores de los coeficientes obtenidos en los ensayos energéticos dictados por la norma EN 12975 y obtenidos en laboratorios independientes acreditados para poder realizar este tipo de pruebas.

Para este proyecto hemos seleccionado el modelo de colector *T25S* de la marca *TERMICOL*, cuya curva de normalización se muestra en la Gráfico 6-1, siendo sus características principales las siguientes:

- Área útil:  $2.4 \text{ m}^2$
- Rendimiento óptico ( $a_0$ ): 0.77
- Factor de pérdidas 1 ( $a_1$ ):  $3.663 \text{ W/m}^2\text{K}$
- Factor de pérdidas 2 ( $a_2$ ):  $0.013 \text{ W/m}^2\text{K}^2$
- Caudal recomendado ( $m_1$ ):  $30\text{-}40 \text{ l/h}\cdot\text{m}^2$

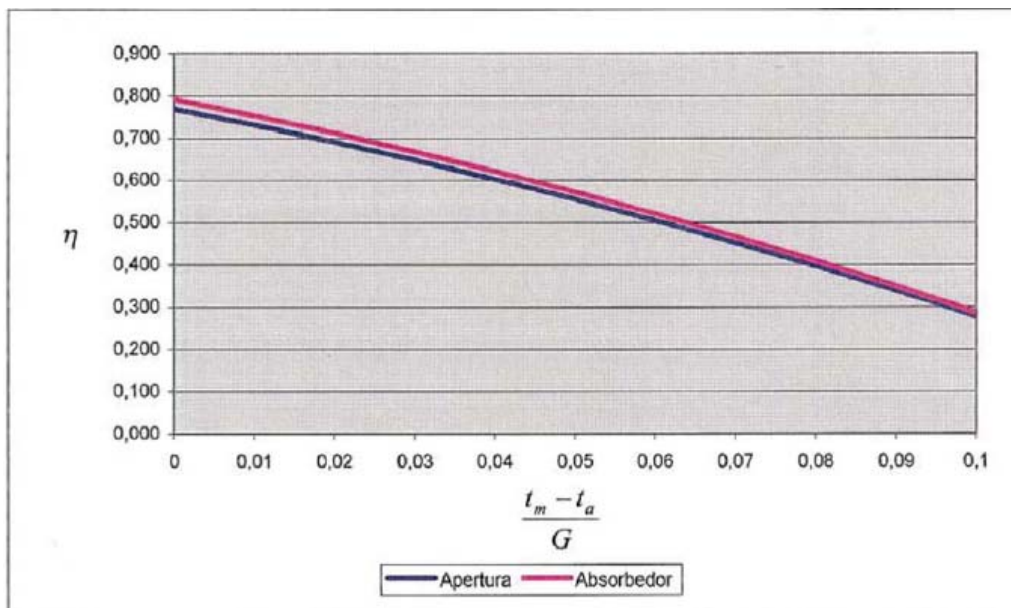


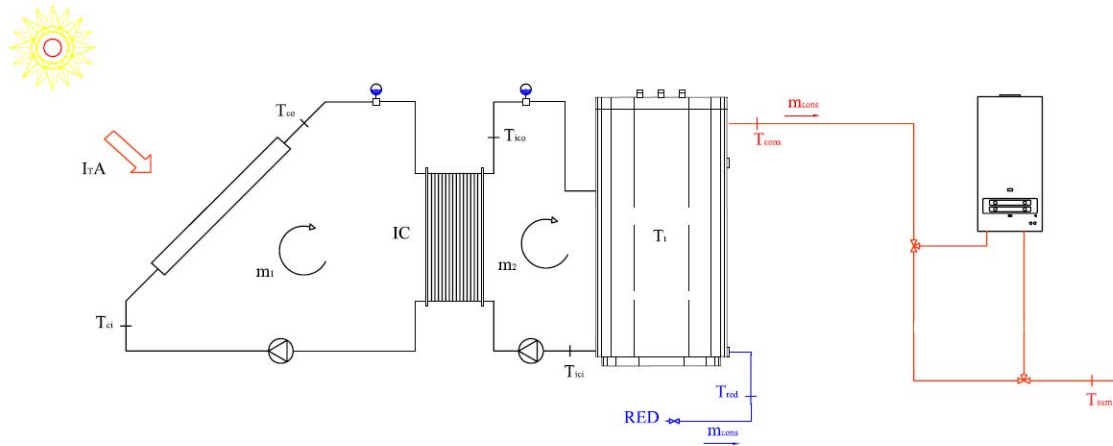
Gráfico 6-1. Curva de normalización del colector *T25S* de *Termicol*.

Representándose el rendimiento del colecto por la siguiente expresión:

$$\eta_{col} = a_0 - a_1 \cdot \frac{(T_{agua} - T_{amb})}{I_T}$$

Ecuación 6-1

El esquema propuesto para la instalación de ACS es el que se muestra en la Figura 6-1. Se puede observar también en él las distintas temperaturas que serán objeto de cálculo.



**Figura 6-1. Esquema instalación ACS.**

Datos de partida:

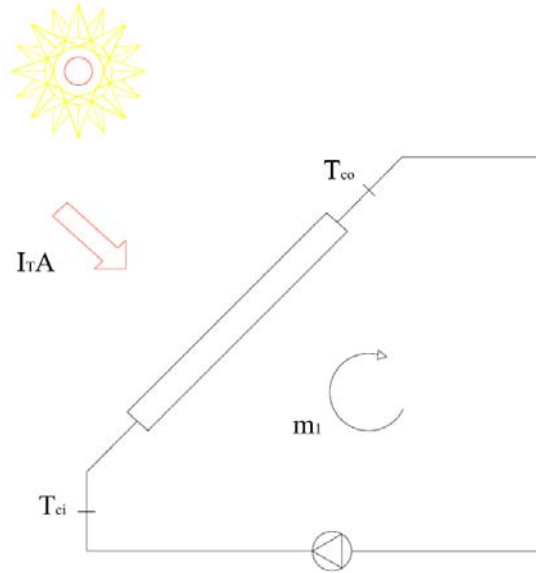
- Radiación sobre el plano inclinado.
- Rendimiento y caudal del colector.
- Eficiencia del intercambiador de calor.
- Temperatura de la red.
- Caudal de consumo.
- Propiedades de los fluidos.
- Temperatura de suministro.

El problema a resolver contiene siete incógnitas, que son:

1. Temperatura de entrada a los colectores ( $T_{ci}$ )
2. Temperatura de salida de los colectores ( $T_{co}$ )
3. Temperatura de entrada al intercambiador ( $T_{ici}$ )
4. Temperatura de salida del intercambiador ( $T_{ico}$ )
5. Temperatura media del tanque ( $T_t$ )
6. Temperatura de consumo ( $T_{cons}$ )
7. Área de colectores ( $A$ )

Será por tanto necesario plantear un sistema de siete de ecuaciones a partir de balances de energía en los distintos elementos de la instalación que sea capaz de resolver el problema.

▪ Balance de energía en los colectores solares



**Figura 6-2. Detalle del colector.**

$$\frac{dE_c}{dt} = I_T \cdot A \cdot \left[ a_0 - a_1 \cdot \frac{(T_{agua} - T_{amb})}{I_T} \right] - \dot{m}_1 \cdot C p_1 \cdot (T_{co} - T_{ci})$$

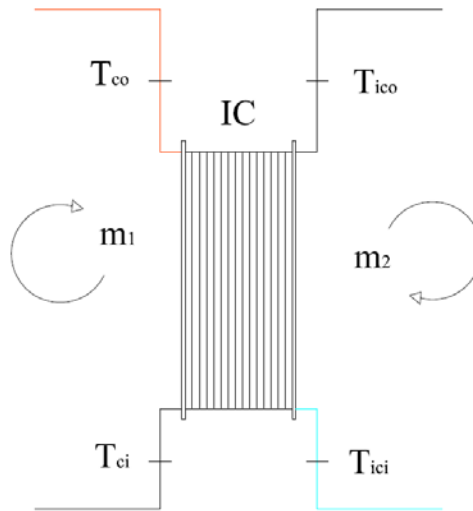
**Ecuación 6-2**

Este balance se hará para un volumen de control en estado estacionario, por lo que la variación temporal de la energía se hace cero.

La radiación  $I_T$  recibida en el conjunto de colectores es dato y función de la localización del emplazamiento (latitud) e inclinación de los mismos.

Como fluido de trabajo ya se comentó anteriormente que se ha usado una disolución de agua-propilenglicol al 40%, cuyas propiedades termofísicas dependen de la temperatura de trabajo y vienen reflejadas en el Anexo I.

▪ Balance de energía en el intercambiador de calor



**Figura 6-3. Detalle del intercambiador de calor.**

El intercambiador de placas que se utilizará en el diseño de esta instalación será simétrico, es decir  $m_1 = m_2$ . Par este primer cálculo aproximado se tomará un valor de eficiencia del intercambiador de  $\varepsilon = 0.7$ , más adelante se buscará un intercambiador comercial cuyas características cumplan los requisitos necesarios y se utilizarán sus valores reales para el cálculo final. El fluido caloportador del circuito secundario es agua.

$$\dot{m}_1 \cdot Cp_1 \cdot (T_{co} - T_{ci}) = \dot{m}_2 \cdot Cp_2 \cdot (T_{ico} - T_{ici})$$

**Ecuación 6-3**

▪ Definición de eficiencia del intercambiador de calor

A partir de la definición de eficiencia del intercambiador es sencillo obtener la tercera ecuación del sistema que ha de resolverse.

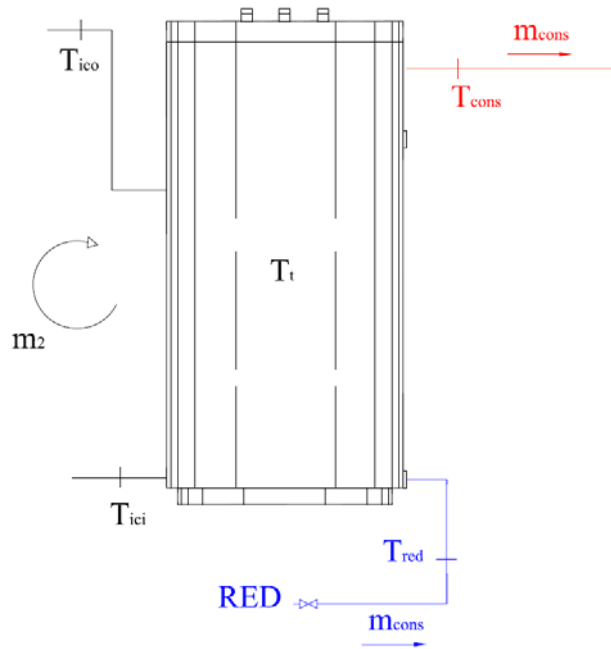
$$\varepsilon_{IC} = \frac{\dot{m}_2 \cdot Cp_2 \cdot (T_{ico} - T_{ici})}{C_{\min} \cdot (T_{co} - T_{ici})}$$

**Ecuación 6-4**

Donde:

- $\varepsilon_{IC}$  = Eficiencia del intercambiador.
- $C_{\min} = \min(m_1 \cdot Cp_1, m_2 \cdot Cp_2)$

▪ Balance de energía en el tanque de almacenamiento



**Figura 6-4. Detalle del tanque de almacenamiento.**

$$\dot{m}_2 \cdot C_{p_2} \cdot (T_{ico} - T_{ici}) = \dot{m}_{cons} \cdot C_{p_{cons}} \cdot (T_{cons} - T_{red})$$

**Ecuación 6-5**

Para el circuito secundario y el de consumo, el fluido que circula es agua.

▪ Temperatura media en el tanque de almacenamiento

Tomando la suposición de que el tanque está completamente mezclado a la temperatura  $T_t$ , podemos realizar un simple balance de energía.

$$\dot{m}_2 \cdot C_p \cdot T_{ico} + \dot{m}_{cons} \cdot C_p \cdot T_{red} = (\dot{m}_2 + \dot{m}_{cons}) \cdot C_p \cdot T_t$$

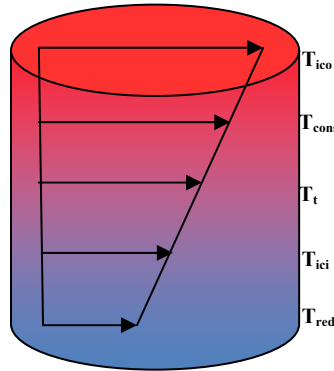
**Ecuación 6-6**

Despejando se obtiene:

$$T_t = \frac{\dot{m}_2 \cdot T_{ico} + \dot{m}_{cons} \cdot T_{red}}{(\dot{m}_2 + \dot{m}_{cons})}$$

**Ecuación 6-7**

▪ Grado de estratificación del tanque de almacenamiento



**Figura 6-5. Estratificación del tanque de almacenamiento.**

El grado de estratificación es un coeficiente adimensional que trata de representar el perfil del gradiente de temperaturas que se produce dentro del tanque. Llamaremos  $E_T$  a dicho coeficiente que varía entre cero y uno. Estimando que el gradiente en el tanque es lineal, y suponiendo que para los extremos se cumple la siguiente expresión, dicho coeficiente queda definido por la Ecuación 6-8.

$$\begin{cases} E_T = 0 \Rightarrow T_{cons} = T_t \\ E_T = 1 \Rightarrow T_{cons} = T_{ico} \end{cases}$$

$$E_T = \frac{T_{cons} - T_t}{T_{ico} - T_t}$$

**Ecuación 6-8**

▪ Contribución solar mínima anual

La última ecuación de la que se dispone es la que relaciona la temperatura de suministro de ACS ( $T_{sum}$ ), la temperatura a la salida del tanque ( $T_{cons}$ ) y la temperatura de la red ( $T_{red}$ ).  $T_{cons}$  es la temperatura que realmente se alcanza a la salida del tanque, mientras que  $T_{sum}$  es la temperatura que debe alcanzar el agua suministrada al consumidor, que está establecida en 60 °C.

Dicha relación se representa por un cociente que se denomina contribución solar mínima ( $f$ ) y que representa qué temperatura es capaz de alcanzarse gracias a la utilización exclusiva de nuestra instalación solar.

$$f = \frac{\dot{m}_{cons} \cdot C_{p_{cons}} \cdot (T_{cons} - T_{red})}{\dot{m}_{cons} \cdot C_{p_{cons}} \cdot (T_{sum} - T_{red})} = \frac{T_{cons} - T_{red}}{T_{sum} - T_{red}}$$

**Ecuación 6-9**

Este valor de  $f$ , como ya se explicó en Capítulo 4, varía en función de la zona climática en la que se encuentre la instalación, la demanda diaria de ACS y el tipo de fuente de energía auxiliar. En nuestro caso debe ser del 60% ( $f = 0.6$ ).

### 6.1.1. VALORES ANUALES MEDIOS

En primer lugar se trabaja con valores anuales medios para obtener el área mínima que cumpla los requisitos de aporte solar que marca el CTE. Es decir, en este primer cálculo el valor de  $f$  será un dato y tendremos como incógnita el área de los colectores.

A continuación se representan los resultados obtenidos por el programa realizado en Mathcad.

**Tabla 6-1. Resultado del sistema de ecuaciones para el cálculo anual sin pérdidas.**

$A(m^2)$	$T_{ci}(^{\circ}C)$	$T_{co}(^{\circ}C)$	$T_{ici}(^{\circ}C)$	$T_{ico}(^{\circ}C)$	$T_{cons}(^{\circ}C)$	$T_t(^{\circ}C)$
6.96	40.62	45.96	38.34	43.22	39.7	38.53

Como el área útil por captador es de  $2.4 m^2$ , se necesitan por lo menos 3 para conseguir un aporte del 60%.

$$n_{col} = \frac{A}{A_{col}} = \frac{6.96 m^2}{2.4 m^2} = 2.9 \Rightarrow n_{col} = 3$$

**Ecuación 6-10**

### 6.1.2. VALORES MENSUALES MEDIOS

Tras haber calculado una primera estimación en cuanto al número de colectores necesarios, se deberá continuar el estudio realizando un análisis mes a mes de las temperaturas y la fracción solar obtenidas.

El valor del área de captación ahora es conocido,  $A = n_{col} \cdot A_{col} = 7.2 m^2$ , y pasamos a tener como incógnita principal la contribución solar  $f$  para cada mes. Al trabajar en este caso con valores de radiación y temperatura para un día medio de cada mes a lo largo de un año, tendremos datos más puntuales, pudiendo observar la evolución de la contribución solar a lo largo del año, así como la necesidad de aporte auxiliar necesario.

A continuación se representan los resultados obtenidos:

Tabla 6-2. Resultado del sistema de ecuaciones para el cálculo mensual sin pérdidas.

	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
$f$	0.27	0.39	0.59	0.62	0.72	0.82	0.98	1.1	0.88	0.64	0.39	0.28
$T_{ci}$ (°C)	20.61	28.24	39.82	42.33	47.65	52.8	60.76	66.35	55.85	43.14	29.37	20.94
$T_{co}$ (°C)	24.9	33.56	47.13	49.8	55.74	61.57	69.95	75.56	65.12	50.1	34.79	25.45
$T_{ici}$ (°C)	18.72	25.9	36.65	39.1	44.17	49.05	56.84	62.42	51.87	40.12	26.99	18.94
$T_{ico}$ (°C)	22.66	30.78	43.32	45.9	51.54	57.03	65.19	70.79	60.31	46.47	31.96	23.09
$T_{cons}$ (°C)	19.88	27.32	38.58	41.07	46.29	51.33	59.2	64.75	54.28	41.93	28.44	20.18
$T_t$ (°C)	18.96	26.16	36.99	39.46	44.54	49.44	57.2	62.74	52.27	40.42	27.27	19.2

Se observa que el valor del aporte solar para el mes de Agosto es del 110%, por lo que fijaríamos ese valor en 1, ya que no se puede aprovechar ese excedente. Por tanto el valor medio del aporte solar es de  $f_{anual} = 0.632$ . Esto demuestra que con este número de captadores y sólo teniendo en cuenta las pérdidas que da el fabricante de los colectores se cumplen las exigencias del CTE respecto a la contribución solar mínima anual.

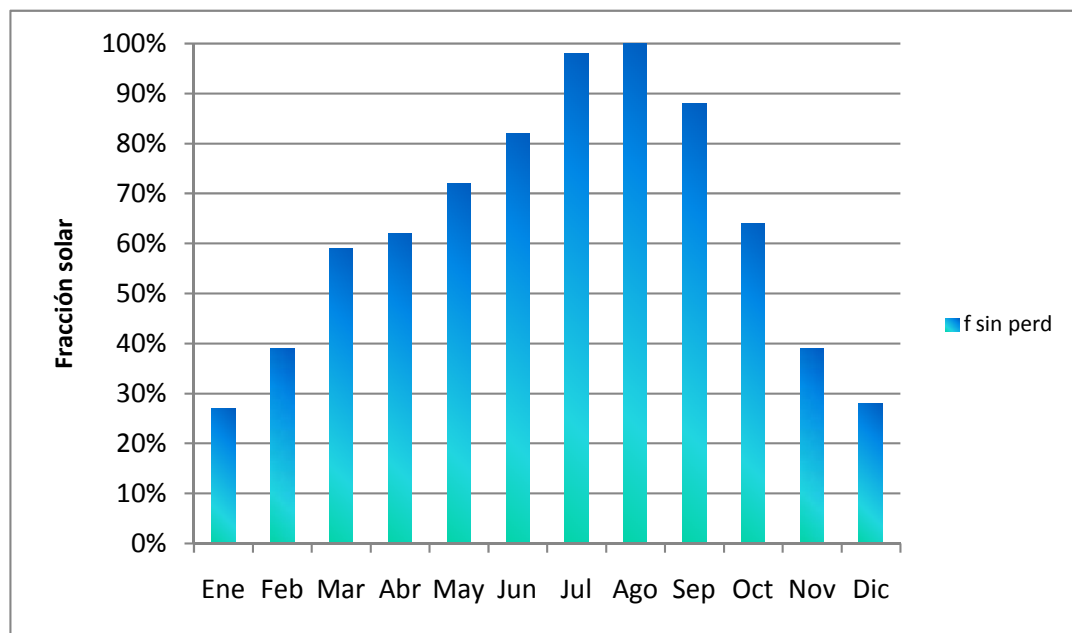


Gráfico 6-2. Fracción solar de ACS normalización del colector.

## 6.2. CÁLCULO DE LAS PÉRDIDAS EN LA INSTALACIÓN

Una vez hecho cálculos para una instalación ideal en la que sólo se han tenido en cuenta las pérdidas en los colectores dadas por su curva de normalización, en este apartado se va a proceder al cálculo de las mismas, para comprobar si una vez tomadas en cuenta, el área que se ha calculado anteriormente basta para cumplir la norma.



Entre las más destacables se encuentran las siguientes:

- Pérdidas en los colectores
- Pérdidas en las tuberías
- Pérdidas en el tanque de almacenamiento

### 6.2.1. PÉRDIDAS EN LOS COLECTORES

Los colectores, al estar situados en el tejado, estarán expuestos a todo tipo de adversidades climatológicas. Aquí se tendrá en cuenta fundamentalmente la radiación hacia el exterior y el viento, que provocará una fuerte convección forzada en toda su superficie.

El rendimiento de los colectores solares térmicos depende de la temperatura de proceso, además de radiación, temperatura ambiente, dirección y velocidad del viento, así como de parámetros del propio colector como espesor y calidad del aislamiento, características ópticas del absorbedor y cubierta transparente, etc. En la Figura 6-6 puede observarse con detalle el corte del colector empleado.

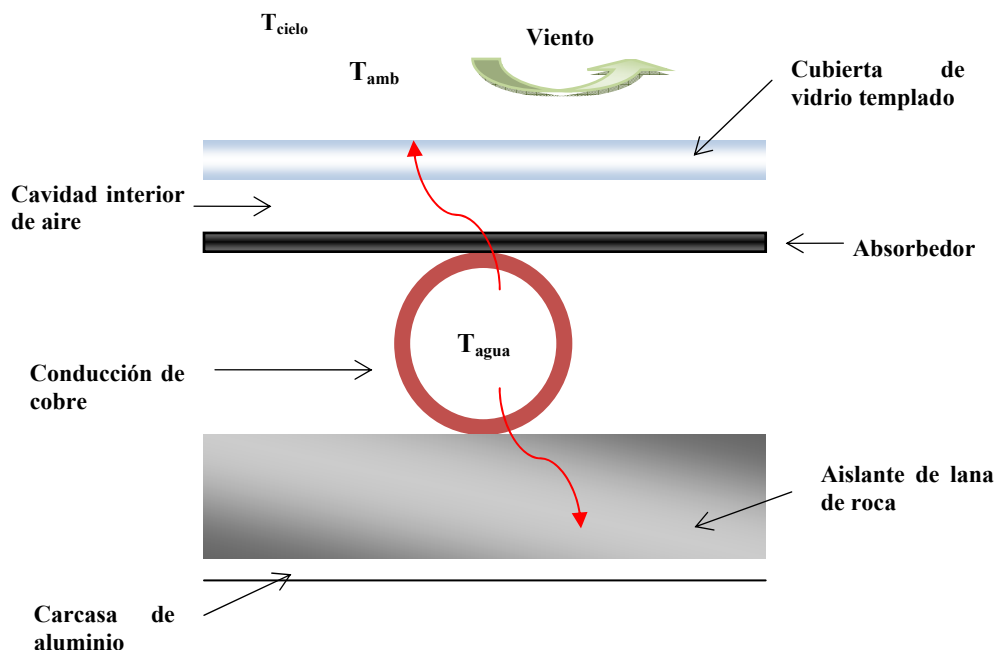
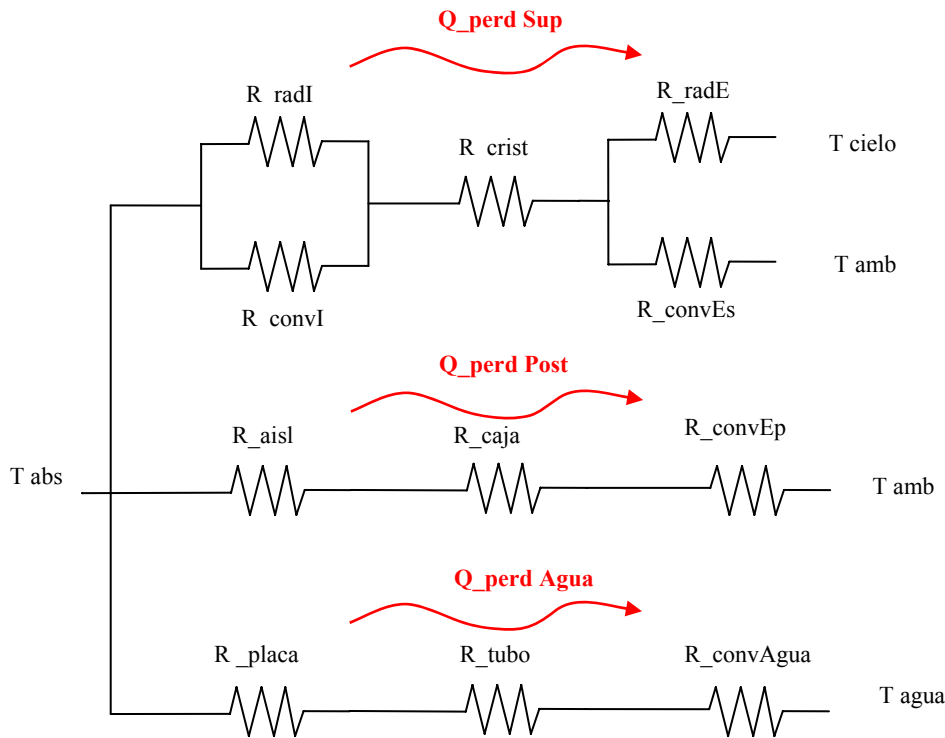


Figura 6-6. Detalle del colector solar.

Los procesos de transferencia de calor que tienen lugar sobre el colector son: radiación existente entre la superficie acristalada y el cielo, convección forzada externa sobre el cristal de los colectores, conducción en el cristal, convección natural en la capa de aire interna entre el cristal y el absorbedor, radiación entre el absorbedor y el cristal debida a la diferencia de temperaturas existentes entre ambos, conducción en el tubo de cobre, conducción en la capa de aislante y carcasa, y convección forzada en la parte trasera de los colectores.

Las resistencias térmicas que se contemplan son las típicas de conducción y convección para superficies planas modeladas, presentando el siguiente esquema.



**Figura 6-7. Esquema de resistencias térmicas en el colector**

La placa absorbente o absorbedor es la parte del colector que se encuentra a más alta temperatura; a partir de ese punto la transferencia de calor que tiene lugar puede dividirse en tres ramas: pérdida por la parte superior, pérdida por la parte posterior y pérdida entre absorbedor y fluido caloportador (si el colector fuese ideal la temperatura del absorbedor y el fluido sería la misma). El cálculo de las propiedades físicas de éste último se ha hecho a la temperatura media del mismo entre la entrada y salida del colector:

$$T_{agua} = \frac{T_{ci} + T_{co}}{2}$$

**Ecuación 6-11**

### ***Resistencia de convección en la cavidad de aire interior***

Entre el absorbedor y la cubierta de vidrio exterior del colector se encuentra una cavidad interior de aire de 20 mm de espesor, produciéndose un mecanismo de intercambio de calor por convección natural, asemejándose al flujo en una cavidad rectangular inclinada. La resistencia térmica la obtenemos a partir de la Ecuación 6-12.

$$R_{conv\,cav} = \frac{1}{h_{int\,cav} \cdot A_{util}}$$

**Ecuación 6-12**

El coeficiente de convección  $h_{int\,cav}$  lo calculamos a partir del número de *Nusselt* dado por la Ecuación 6-13, donde las propiedades del aire se calculan para una temperatura media entre absorbedor y cubierta.

$$h_{int\,cav} = \frac{Nu_I \cdot k_{aire}}{e_{int}}$$

**Ecuación 6-13**

La correlación empírica utilizada parte de la referencia [4] y es la siguiente:

$$Nu_I = 4.328 \cdot 10^{-10} \cdot Ra_I^2 - 1.478 \cdot 10^{-6} \cdot Ra_I + 1.001$$

**Ecuación 6-14**

Siendo  $Ra_I$  el número de *Rayleigh*

$$Ra_I = \frac{g \cdot \cos(\hat{\beta}) \cdot (T_{abs} - T_{cr}) \cdot \beta \cdot e_{int}^3}{\nu_{aire} \cdot \alpha_{aire}}$$

**Ecuación 6-15**

Donde:

- $\nu_{aire} = \frac{\mu}{\rho}$  Viscosidad cinemática del aire.
- $\alpha_{aire} = \frac{k}{\rho \cdot Cp}$  Difusividad térmica del aire.
- $\beta = \frac{2}{T_{abs} + T_{cr}}$

Notar que hemos multiplicado por  $\cos(\beta)$  por el efecto de la inclinación del colector.

### **Resistencia de radiación entre el absorbedor y la cubierta**

La resistencia de radiación entre absorbedor y cristal exterior la definimos a partir de la Ecuación 6-16.

$$R_{rad\ int} = \frac{(\varepsilon_{IR\ cr} + \varepsilon_{IR\ abs} - \varepsilon_{IR\ cr} \cdot \varepsilon_{IR\ abs})}{\varepsilon_{IR\ cr} \cdot \varepsilon_{IR\ abs} \cdot \sigma \cdot A_{ext} \cdot (T_{abs}^2 + T_{cr\ abajo}^2) \cdot (T_{abs} + T_{cr\ abajo})}$$

**Ecuación 6-16**

Donde:

- $\varepsilon_{IR\ cr}, \varepsilon_{IR\ abs}$  Son las emisividades de cristal y absorbedor en el infrarrojo.
- $\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} \text{ W / m}^2 \text{ K}^4$  Constante de Stefan-Boltzmann.

### **Resistencia de conducción de la cubierta**

La resistencia de la cubierta exterior de vidrio templado es:

$$R_{cond\ cr} = \frac{e_{cr}}{k_{cr} \cdot A_{ext}}$$

**Ecuación 6-17**

### **Resistencia de convección exterior de la parte superior**

La parte superior de los colectores estará sometida al viento, por lo que existirá convección forzada. Es necesario por lo tanto conocer el coeficiente de convección del aire.

$$R_{conv\ ext\ aire\ s} = \frac{1}{h_{ext\ aire\ s} \cdot A_{ext}}$$

**Ecuación 6-18**

Surge una duda ya que no se dispone de datos de la dirección del viento, por lo que no se puede hacer una descripción del flujo alrededor del colector. Se ha modelado el problema como una placa plana orientada al Sur que se ve sometida a un flujo de aire en dirección Este a Oeste, por lo tanto un flujo paralelo. Empleamos la siguiente correlación [4]:

$$Nu_{FP\_S} = 0.105 \cdot Re_{FP}^{0.646} \cdot Pr^{1/3}$$

**Ecuación 6-19**

Siendo  $Re$  el número de *Reynolds* tomando como longitud el ancho de la batería de colectores y  $Pr$  el número de *Prandtl*.

$$Re = \frac{\rho_{aire} \cdot v_{viento} \cdot L_{FP}}{\mu_{aire}}$$

**Ecuación 6-20**

$$Pr = \frac{\mu_{aire} \cdot Cp_{aire}}{k_{aire}}$$

**Ecuación 6-21**

La correlación empleada (Ecuación 6-19) es para flujo turbulento, pudiendo comprobar con el  $Re$  que efectivamente así se trata ( $Re > 5 \cdot 10^5$ ). Los datos empleados de la velocidad del viento se muestran en la Tabla 4-6. Las propiedades del aire han sido evaluadas a la temperatura exterior.

### ***Resistencia de radiación exterior del cristal***

Esta resistencia se calcula a partir de la Ecuación 6-22, escogiendo como temperatura del cielo la dada por la correlación de *Swinbank* (Ecuación 6-23).

$$R_{rad\ int} = \frac{1}{\varepsilon_{IRcr} \cdot \sigma \cdot A_{ext} \cdot (T_{cr}^2 + T_{cielo}^2) \cdot (T_{cr} + T_{cielo})}$$

**Ecuación 6-22**

$$T_{cielo} = 0.0552 \cdot T_{amb}^{1.5}$$

**Ecuación 6-23**

### ***Resistencia de conducción del aislante***

$$R_{cond\ aisl} = \frac{e_{aisl}}{k_{aisl} \cdot A_{ext}}$$

**Ecuación 6-24**

### ***Resistencia de conducción de la caja***

$$R_{cond\ caja} = \frac{e_{caja}}{k_{alum} \cdot A_{ext}}$$

**Ecuación 6-25**

### ***Resistencia de convección exterior de la parte posterior***

Al igual que para la parte superior, modelamos el aire exterior como un flujo paralelo turbulento. Sin embargo la correlación encontrada [4] es distinta:

$$Nu_{FP\_S} = 8.948 \cdot Re_{FP}^{0.385} \cdot Pr^{1/3}$$

**Ecuación 6-26**

### ***Resistencia de conducción del absorbedor***

La resistencia de la placa absorbidora, al ser una transferencia de calor no lineal, suele calcularse experimentalmente realizando un balance de energía en la placa entre la temperatura del absorbedor y la temperatura media del fluido que pasa por los tubos. La referencia [4] da el siguiente valor.

$$R_{cond\ abs} = 0.012 \frac{K}{W}$$

**Ecuación 6-27**

### ***Resistencia de conducción en los tubos interiores***

Se calcula como una resistencia de conducción a través de un cilindro.

$$R_{cond\ tubo} = \frac{\ln\left(\frac{D_{ext\ tubo}}{D_{int\ tubo}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L_{tubo} \cdot k_{tubo}}$$

**Ecuación 6-28**

### Resistencia de convección en el fluido caloportador

$$R_{conv\ agua} = \frac{1}{h_{int\ tubo} \cdot A_{int\ tubo}} = \frac{1}{h_{int\ tubo} \cdot \pi \cdot D_{int} \cdot L_{tubo}}$$

Ecuación 6-29

En el interior de las conducciones de cobre del colector tenemos un claro ejemplo de mecanismo de intercambio de calor por convección interna.

En este caso, para evaluar el número de *Reynolds* tenemos en cuenta el caudal que circula por los tubos, siendo el fluido caloportador la mezcla de agua-propilenglicol.

$$Re_D = \frac{\rho_{agua\ prop} \cdot v_{int} \cdot D_{int}}{\mu_{agua\ prop}} = \frac{4 \cdot \frac{q_{colector}}{n_{tubos}} \rho_{agua\ prop}}{\pi \cdot D_{int} \cdot \mu_{agua\ prop}}$$

Ecuación 6-30

El flujo es laminar al comprobar que el  $Re \leq 2500$ , por lo que el número de *Nusselt* considerando el flujo completamente desarrollado es constante.

$$Nu_D = 4.36$$

Ecuación 6-31

Para evaluar las pérdidas debemos conocer la temperatura en el absorbedor, pero no disponemos a priori de dicho dato. De los resultados experimentales de [4] se comprueba que dicha temperatura es ligeramente superior a la temperatura media fluido caloportador en los colectores, por lo que partiremos de este dato calculado en el apartado anterior y supondremos que la temperatura en el absorbedor es 1°C mayor a la del fluido caloportador en los colectores.

Las pérdidas, por tanto, que a continuación se muestran, representan las pérdidas sufridas por un único colector trabajando en una instalación formada por una batería de tres colectores en paralelo.

Tabla 6-3. Resumen de pérdidas en el colector.

	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
$Q_{perd\ sup}$ (W)	52.5	73.4	107.7	106.7	116.1	123.4	144.7	166.3	134.3	102.6	70.9	50.8
$Q_{perd\ pos}$ (W)	36.3	50.7	72.8	71.8	77.8	81.4	93.5	106.3	88.7	70.3	48.8	35
$Q_{perd\ agua}$ (W)	48.6	48.8	49	49	49.1	49.2	49.3	49.4	49.2	49	48.8	48.6

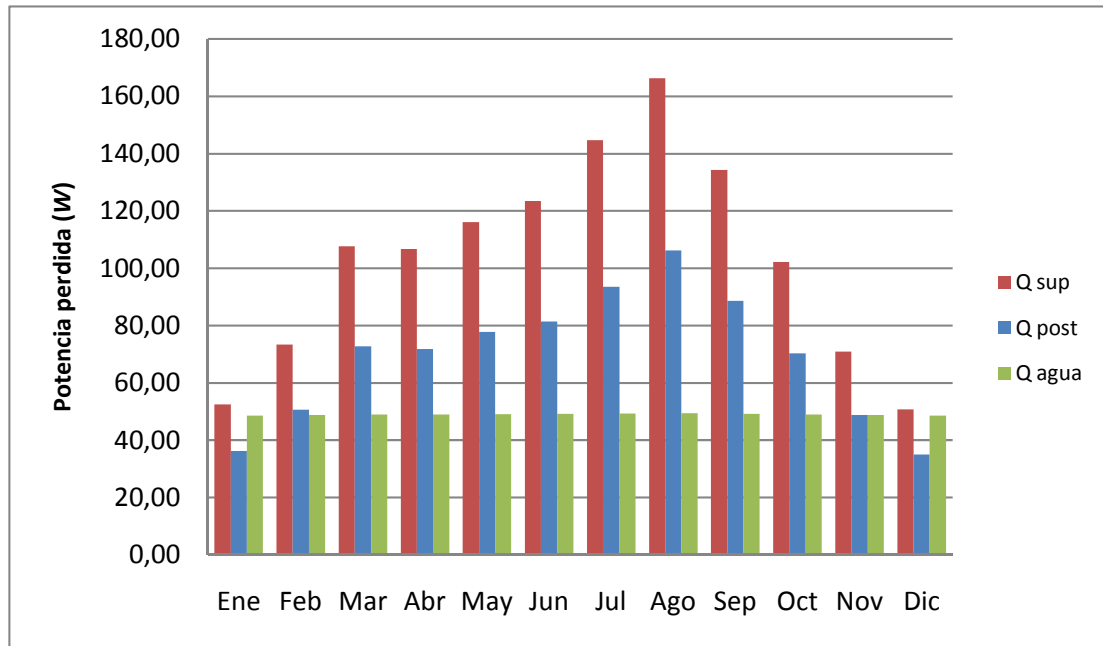


Gráfico 6-3. Resumen de pérdidas en el colector.

### 6.2.2. PÉRDIDAS EN EL CIRCUITO PRIMARIO

En el circuito primario, al transportarse el fluido caloportador a alta temperatura y en algunos tramos por el exterior, es necesario evaluar las pérdidas.

Con el fin de realizar un cálculo lo más aproximado a la realidad, se estudiarán cuatro zonas de los conductos que unen los colectores con el intercambiador de calor. Estas cuatro zonas diferenciadas son: conducto de ida del colector al intercambiador por el exterior del edificio, ida por el interior del edificio, conducto de vuelta por el interior del edificio y por último el tramo de vuelta por el exterior del edificio. En la Figura 6-8 se puede ver el esquema planteado.

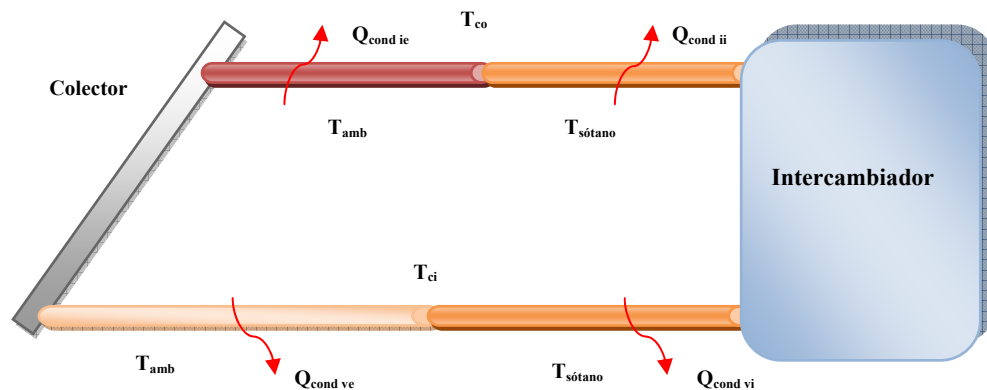


Figura 6-8. Detalle de pérdidas en los conductos del primario.



Debido a estas pérdidas, la temperatura de entrada al intercambiador de calor será ligeramente menor a la de salida del colector, y la temperatura de entrada al colector será también ligeramente menor a la de salida del intercambiador de calor.

Se ha tratado el flujo del viento alrededor de las tuberías como un flujo cruzado. Esto no será así siempre, ya que la dirección es impredecible, pero es una simplificación válida. En la Figura 6-9 se muestra una sección de las tuberías con aislante. El grosor de éste viene definido por las exigencias del RITE, diferenciando los casos en los que las tuberías discurren por exterior o interior. Siendo conservadores escogeremos un mismo espesor del aislante para los cuatro tramos suponiendo que todos discurren por el exterior. La Tabla 6-4 establece los distintos espesores mínimos del aislante según la temperatura del fluido de trabajo y del diámetro de la tubería en cuestión.

Tabla 6-4. Espesores mínimos de aislamiento para tuberías y accesorios que transportan fluidos calientes.

Diámetro exterior (mm)	Temperatura máxima del fluido (°C)		
	40... 60	> 60... 100	> 100... 180
$D \leq 35$	35	35	40
$35 \leq D \leq 60$	40	40	50
$60 \leq D \leq 90$	40	40	50
$90 \leq D \leq 140$	40	50	60
$140 \leq D$	45	50	60

Hemos tomado como diámetro exterior normalizado para la tubería de cobre 18 mm, el mismo del de salida de los conductos del colector, con un espesor de 1 mm. Considerando el rango de temperatura máxima del fluido entre 60 y 100 °C, el espesor mínimo exigido debe ser de 35 mm. Concretamente elegiremos 40 mm de espesor de espuma elastomérica.

Con todo esto, los diámetros quedan de la siguiente manera:

$$D_{\text{int tub}} = 16 \text{ mm}$$

$$D_{\text{ext tub}} = 18 \text{ mm}$$

$$D_{\text{ext aisl}} = D_{\text{ext tub}} + 2 \cdot e_{\text{aisl}} = 98 \text{ mm}$$

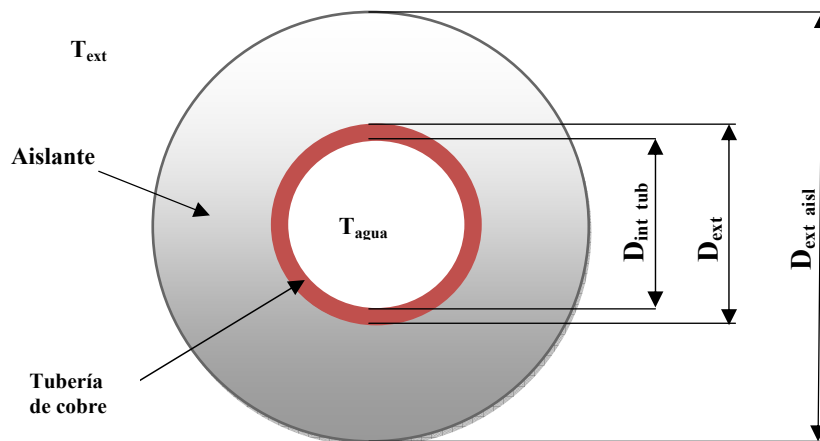


Figura 6-9. Esquema sección de tuberías del circuito primario.

A partir del diámetro interior podemos calcular la velocidad a la que circula el fluido por el circuito primario. Dicha velocidad no debería superar los 3 m/s para tramos en lo que se discorra por locales no habitados como es el caso.

$$V = \frac{q_{prim}}{A_{int}} = \frac{q_{col} \cdot n_{col}}{\frac{\pi \cdot D_{int}^2}{4}} \approx 0.38 \text{ m/s}$$

Ecuación 6-32

Siguiendo el mismo procedimiento explicado en el apartado anterior para el caso de los colectores, se obtienen las resistencias térmicas para los conductos aislados.

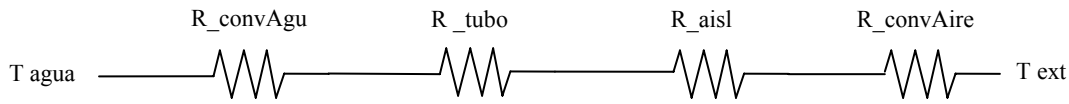


Figura 6-10. Esquema de resistencias térmicas en las tuberías del primario.

Debido a que tenemos cuatro tramos de diferente longitud y a diferentes temperaturas de trabajo y de ambiente exterior, se considerarán cuatro resistencias térmicas globales para la modelización de los conductos, debiéndose resolver cada caso por separado.

En cuanto a la longitud lineal de las tuberías desde la azotea del edificio donde se instalarán los captadores, hasta el intercambiador de calor que se situará en una sala máquinas habilitada en el Sótano -1, se ha estimado una longitud total de 35 metros, de los cuales la mayor parte (25 m) transcurren por el exterior en su bajada por el patio interior (suponemos convección forzada). Para el tramo de retorno suponemos las mismas longitudes que para el de ida.

### Resistencia de convección en el fluido caloportador

$$R_{conv agua} = \frac{1}{h_{int tubo} \cdot A_{int tubo}} = \frac{1}{h_{int tubo} \cdot \pi \cdot D_{int tubo} \cdot L_{tubo}}$$

Ecuación 6-33

En este caso el flujo que circula por el interior de las tuberías es turbulento. La correlación empleada es la de *Dittus-Boelter*.

$$Nu_D = 0.023 \cdot Re_D^{4/5} \cdot Pr^{0.3}$$

Ecuación 6-34

### Resistencia de conducción de la tubería

$$R_{cond\ tubo} = \frac{\ln\left(\frac{D_{ext\ tubo}}{D_{int\ tubo}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L_{tubo} \cdot k_{tubo}}$$

Ecuación 6-35

### Resistencia de conducción del aislante

Como aislante se utilizará el comercializado bajo el nombre de *Armaflex IT* (espuma elastomérica a base de caucho sintético),  $k_{aisl} = 0.038\ W/mK$ .

$$R_{cond\ aisl} = \frac{\ln\left(\frac{D_{ext\ aisl}}{D_{ext\ tubo}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L_{tubo} \cdot k_{aisl}}$$

Ecuación 6-36

### Resistencia de convección del aire exterior

$$R_{conv\ aire\ ext} = \frac{1}{h_{aire\ ext} \cdot A_{ext}} = \frac{1}{h_{aire\ ext} \cdot \pi \cdot D_{ext\ aisl} \cdot L_{tubo}}$$

Ecuación 6-37

Para obtener el coeficiente de convección del aire exterior debemos distinguir los dos tipos de flujos existentes. Las tuberías circulando por el exterior se ven sometidas a un flujo externo cruzado debido al viento, mientras que las que discurren por espacios interiores presentarán un mecanismo de convección natural debido a la estabilidad del aire.

Para la convección forzada tomamos la siguiente correlación obtenida de [1]:

$$Nu_D = 0.193 \cdot Re_D^{0.618} \cdot Pr^{1/3}$$

Ecuación 6-38

Evaluando el  $Re$  y el  $Pr$  para las condiciones exteriores.

En cuanto a la convección natural, la correlación encontrada es la de *Churchill y Chu* para cilindros horizontales (Ecuación 6-39).

$$Nu_D = \left\{ 0.60 + \frac{0.387 \cdot Ra_D^{1/6}}{\left[ 1 + (0.559 / Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$$

Ecuación 6-39

Siendo en este caso el número de *Rayleigh*

$$Ra_D = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{sup ext} - T_{amb}) \cdot D_{ext}^3}{\nu_{aire} \cdot \alpha_{aire}}$$

Ecuación 6-40

El espacio interior por donde transcurren los conductos será la sala de máquinas mencionada, simplificando a efectos de cálculo una temperatura ambiente en ella de 17 °C constante durante todo el año. Igualmente, la superficie exterior de los conductos se ha estimado en 10 °C por encima de la temperatura de la sala de máquinas.

Por tanto, a partir de dichas resistencias térmicas, calculamos el producto *UA* (Ecuación 6-41) para cada tramo. La pérdida térmica asociada a cada uno de ellos se evalúa a partir de la Ecuación 6-42.

$$UA = \frac{1}{\sum R_T}$$

Ecuación 6-41

$$Q_{cond x} = UA_x \cdot \Delta T_{LM} = UA_x \cdot \frac{(T_i - T_{amb}) - (T_o - T_{amb})}{\ln \left( \frac{T_i - T_{amb}}{T_o - T_{amb}} \right)}$$

Ecuación 6-42

Aquel tramo que transcurra por el exterior y a la vez transporte el fluido a temperatura más alta, sufrirá indudablemente mayores pérdidas.

### 6.2.3. PÉRDIDAS EN EL TANQUE DE ALMACENAMIENTO

El tanque de almacenamiento estará la mayor parte del tiempo a una temperatura mayor que la del ambiente, por lo que también es necesario hacer un cálculo de las pérdidas de este elemento. El tanque se encontrará instalado en la sala de máquinas mencionada anteriormente y por tanto fuera de la acción del viento. Este hecho junto al aislamiento que lo protegerá hará que las pérdidas sufridas sean menores que las de los elementos calculados anteriormente.

Es por tanto necesario conocer tanto las dimensiones como los materiales que componen el mismo. Atendiendo a los criterios que marca el CTE en cuanto al volumen de almacenamiento y teniendo en cuenta la demanda diaria de ACS (515 litros) calculada en el Capítulo 4, haremos los cálculos preliminares para un tanque de la marca *IBERSOLAR* de acero vitrificado de 500 litros de capacidad, dejando para próximos apartados el cálculo detallado de la selección del mismo.

La modelización de las pérdidas térmicas en el tanque de almacenamiento mediante resistencias térmicas se representa en la Figura 6-11.

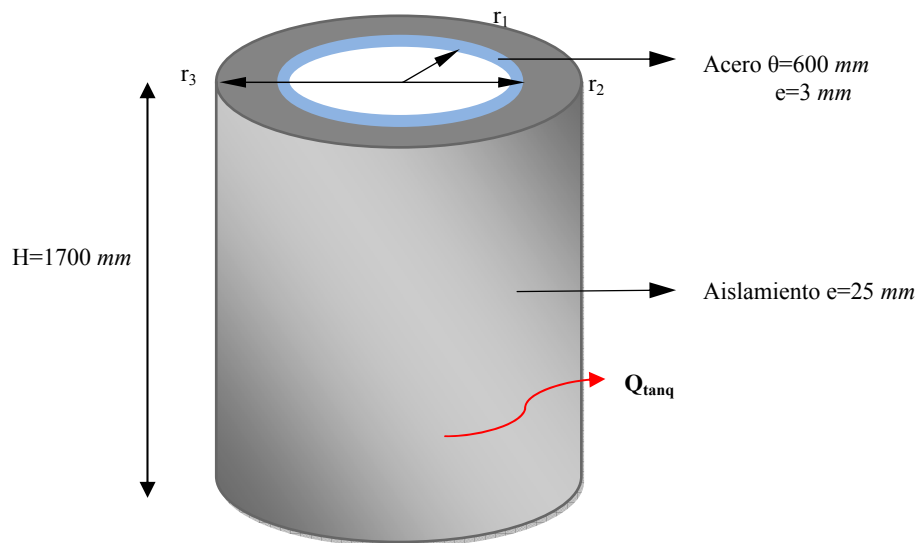
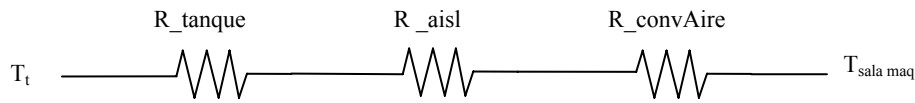


Figura 6-11. Detalle de pérdidas en el tanque de almacenamiento.

Para el cálculo de las pérdidas se harán varias suposiciones. En primer lugar, se supondrá que la temperatura interior del tanque es completamente homogénea e igual a la calculada anteriormente como  $T_i$ . En segundo lugar, supondremos que en el interior no hay movimientos del fluido; no será cierto ya que en el tanque se mezclan varios fluidos, pero debido al diseño del mismo, este mezclado debe producirse a velocidad baja para favorecer la estratificación. Por último la convección exterior será de tipo natural.

El esquema de resistencias térmicas equivalentes en el tanque de almacenamiento se muestra en la Figura 6-12.



**Figura 6-12. Esquema de resistencias térmicas en el tanque de almacenamiento.**

### **Resistencia de conducción del tanque**

$$R_{cond\ tanq} = \frac{\ln\left(\frac{D_{ext\ acero}}{D_{int\ acero}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot H_{tanq} \cdot k_{acero}}$$

**Ecuación 6-43**

### **Resistencia de conducción del aislante**

El aislante es poliuretano con  $k_{aisl} = 0.021\ W/mK$ .

$$R_{cond\ aisl} = \frac{\ln\left(\frac{D_{ext\ aisl}}{D_{ext\ acero}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot H_{tanq} \cdot k_{aisl}}$$

**Ecuación 6-44**

### **Resistencia de convección del aire exterior**

$$R_{conv\ aire\ ext} = \frac{1}{h_{aire\ ext} \cdot A_{ext}} = \frac{1}{h_{aire\ ext} \cdot \pi \cdot D_{ext\ aisl} \cdot H_{tanq}}$$

**Ecuación 6-45**

Para el cálculo de esta resistencia se utilizará la correlación de *Churchill y Chu* para convección natural en paredes verticales dada por la Ecuación 6-46.

$$Nu_H = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 \cdot Ra_H^{1/6}}{\left[ 1 + (0.492 / Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$$

**Ecuación 6-46**

Al igual que para las tuberías, para evaluar las pérdidas en el tanque de almacenamiento, calculamos el producto  $UA$ .

Sabiendo cómo evaluar las pérdidas térmicas sufridas en los colectores solares, tuberías del circuito primario y tanque de almacenamiento, procederemos a un nuevo cálculo de la instalación de ACS, comprobando si el área de captación anteriormente obtenida sigue cumpliendo con lo exigido por el CTE.

### 6.3. INSTALACIÓN DE ACS CON PÉRDIDAS

Para este nuevo sistema de ecuaciones habrá que incluir dos ecuaciones más, correspondientes a la pérdida de calor en los conductos, una para el de ida desde el colector al intercambiador y otro para el de vuelta, introduciendo allí donde sea necesario las temperaturas  $T_{co}$  y  $T_{ci}$  por las nuevas incógnitas  $T_{cop}$  y  $T_{cip}$ . Añadiremos también en las ecuaciones del balance de energía para el colector y el tanque de almacenamiento el término que represente las pérdidas que se dan en cada caso.

Los cambios son:

Se añaden las ecuaciones de pérdidas en el primario:

$$Q_{cond ie} + Q_{cond ii} = \dot{m}_1 \cdot Cp_1 \cdot (T_{co} - T_{cop})$$

**Ecuación 6-47**

$$Q_{cond vi} + Q_{cond ve} = \dot{m}_1 \cdot Cp_1 \cdot (T_{cip} - T_{ci})$$

**Ecuación 6-48**

Se modifica el balance de energía en los colectores solares:

$$\dot{m}_1 \cdot Cp_1 \cdot (T_{co} - T_{ci}) = I_T \cdot A \cdot a_0 - n_{col} \cdot Q_{perd col}$$

**Ecuación 6-49**

Se modifica el balance de energía en el intercambiador de calor y la eficiencia del mismo:

$$\dot{m}_1 \cdot Cp_1 \cdot (T_{cop} - T_{cip}) = \dot{m}_2 \cdot Cp_2 \cdot (T_{ico} - T_{ici})$$

**Ecuación 6-50**

$$\varepsilon_{IC} = \frac{\dot{m}_2 \cdot C_{p_2} \cdot (T_{ico} - T_{ici})}{C_{\min} \cdot (T_{cop} - T_{ici})}$$

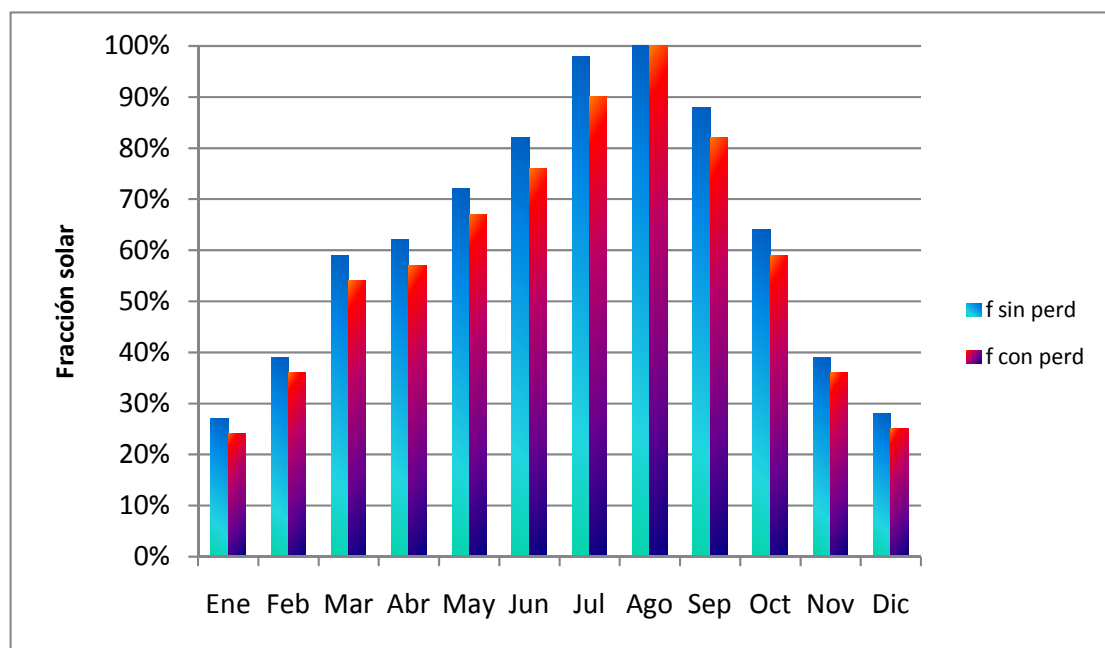
**Ecuación 6-51**

Se modifica el balance de energía en el tanque de almacenamiento:

$$\dot{m}_2 \cdot C_{p_2} \cdot (T_{ico} - T_{ici}) = \dot{m}_{cons} \cdot C_{p_{cons}} \cdot (T_{cons} - T_{red}) + Q_{perd\ tanq}$$

**Ecuación 6-52**

Una vez corregidas todas las ecuaciones se resuelve el nuevo sistema con el área calculada anteriormente como referencia ( $A = n_{col} \cdot A_{col} = 7.2 \text{ m}^2$ ) y observamos la contribución solar obtenida para todos los meses del año.

**Gráfico 6-4 Comparativa fracción solar.**

Se observa claramente que al tener en cuenta las pérdidas en la instalación la contribución solar disminuye, concretamente la media anual es de  $f_{anual} = 0.59$ , por lo que el área anteriormente obtenida no basta para cumplir las exigencias del CTE de llegar como mínimo al 60%.



Será necesario por tanto instalar un colector solar más, pasando a tener un total de 4 con un área de captación de  $9.6 \text{ m}^2$ . Volvemos a resolver el sistema propuesto obteniendo los siguientes resultados.

Tabla 6-5. Resultado del sistema de ecuaciones para el cálculo mensual definitivo.

	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
$f$	0.31	0.45	0.69	0.72	0.84	0.95	1.13	1.25	1.03	0.74	0.45	0.31
$T_{ci} (^{\circ}\text{C})$	22.3	30.77	44.14	46.63	52.59	58.14	66.41	72.22	61.92	47.44	31.82	22.58
$T_{co} (^{\circ}\text{C})$	26.15	35.94	51.45	54.06	60.7	66.9	75.66	81.6	71.27	54.43	37.07	26.81
$T_{ici} (^{\circ}\text{C})$	20.69	29.01	41.72	44.17	49.94	55.29	63.54	69.46	58.91	45.16	30	21.05
$T_{ico} (^{\circ}\text{C})$	24.02	33.2	47.59	50.14	56.43	62.29	70.81	76.7	66.36	50.74	34.29	24.56
$T_{cons} (^{\circ}\text{C})$	21.65	30.21	43.42	45.9	51.82	57.31	65.64	71.54	61.06	46.77	31.25	22.07
$T_t (^{\circ}\text{C})$	20.87	29.22	42.02	44.48	50.28	55.65	63.91	69.82	59.3	45.45	30.23	21.23
$T_{cip} (^{\circ}\text{C})$	22.31	31.04	44.55	47.04	53.04	58.62	66.98	72.87	62.45	47.84	32.08	22.76
$T_{cop} (^{\circ}\text{C})$	25.92	35.61	50.97	53.57	60.15	66.31	74.99	80.85	70.63	53.94	36.74	26.58

Corrigiendo el excedente producido en los meses de Julio, Agosto y Septiembre, la fracción solar anual es de  $f_{\text{anual}} = 0.71$ , cumpliendo efectivamente con las exigencias marcadas.

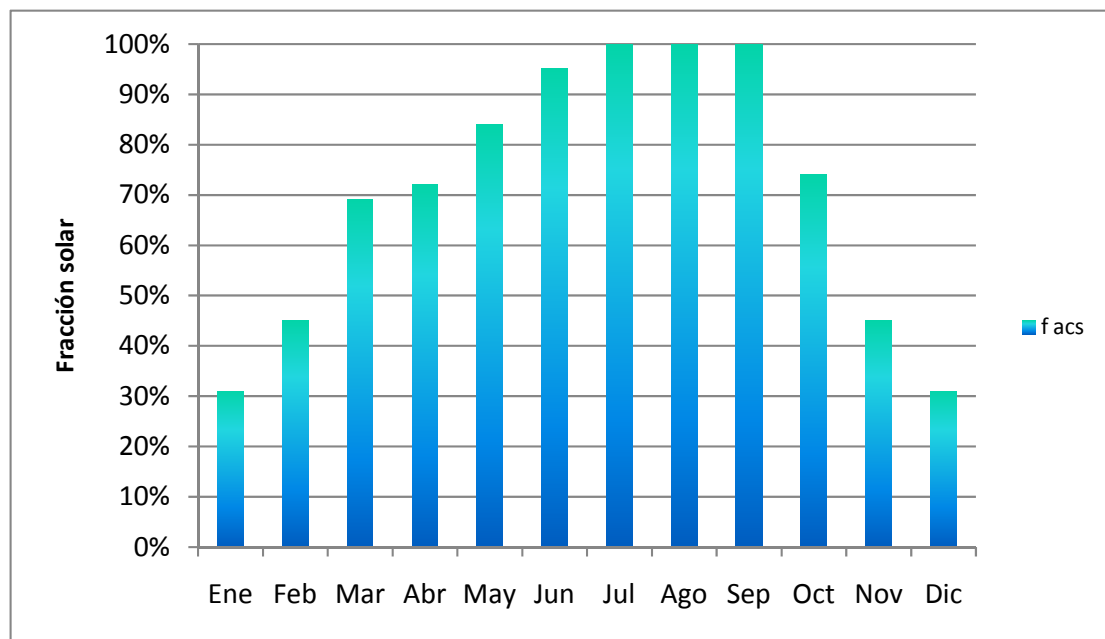


Gráfico 6-5. Fracción solar instalación definitiva ACS.

## 6.4. INSTALACIÓN DE ACS, REFRIGERACIÓN Y CALEFACCIÓN

Una vez obtenidos los resultados para la instalación solar de producción ACS, podemos observar, que se dispone de energía sobrante en verano, por lo que la solución que contemplábamos en el Capítulo 3 de aprovechar ese excedente para cubrir parte de la demanda de refrigeración en los locales comerciales del edificio produciendo frío con una máquina de absorción es acertada. Resulta más difícil por el contrario cubrir la demanda de calefacción, ya que aparte de que la cobertura solar obtenida para los meses de invierno es menor, la carga térmica necesaria es ligeramente mayor que la de refrigeración.

La solución que proponemos es aprovechar la instalación propuesta de ACS, modificando eso sí la disposición de ciertos elementos y circuitos de la misma y añadiendo los que sean oportunos, y aumentar estrictamente lo necesario el área de captación para lograr un aporte solar tanto en calefacción como en refrigeración que sea razonable con el objeto del proyecto, sin incumplir los requerimientos del CTE en cuanto a cobertura solar de ACS. En el Anexo I puede verse el esquema detallado para la instalación conjunta de todas las aplicaciones.

Al no existir ninguna normativa que exija un aporte mínimo para climatización, mediante un proceso iterativo hemos ido aumentando el área de captación y observando la contribución solar destinada a cada aplicación. Para ello, se han realizado dos hojas de cálculo en Mathcad para el funcionamiento de dos instalaciones distintas, una para ACS y refrigeración, y otra para ACS y calefacción.

El nuevo sistema de ecuaciones es bastante más complejo que el visto en el caso de ACS y será distinto para los meses en que funcione la refrigeración junto al ACS, los meses en que funcione la calefacción junto al ACS y los meses en los que sólo funcione el ACS.

El área de captación va a ser lo suficientemente grande como para poder despreciar las pérdidas en el taque de almacenamiento principal y las del tanque de ACS, por lo que en los sucesivos cálculos sólo tendremos en cuenta las pérdidas en los colectores y en las tuberías del circuito primario.

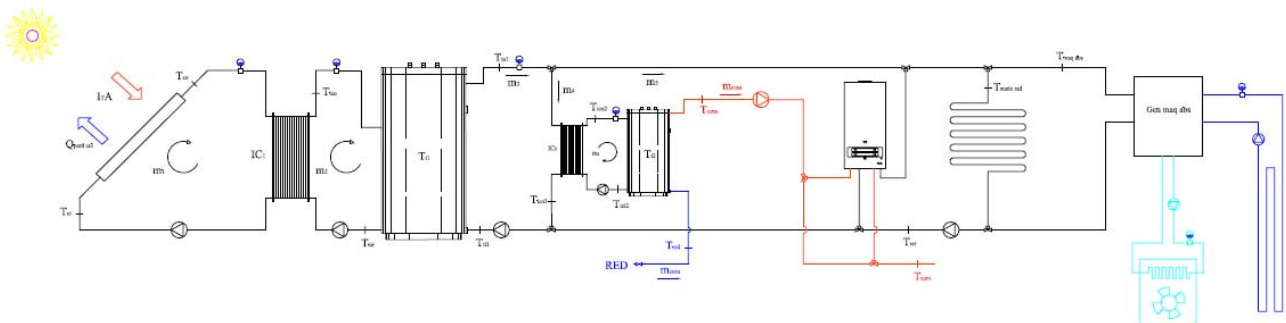
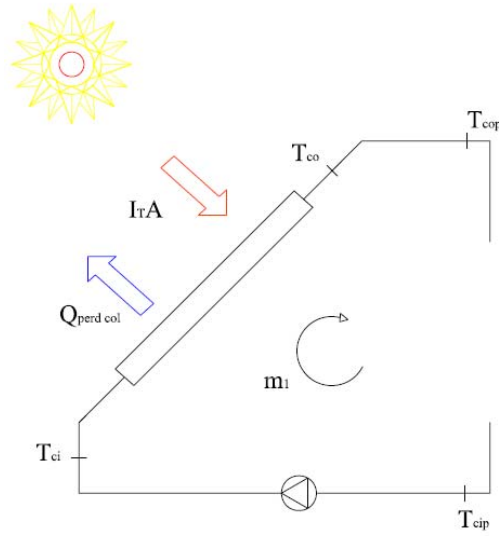


Figura 6-13. Esquema instalación completa.

▪ Balance de energía en los colectores solares

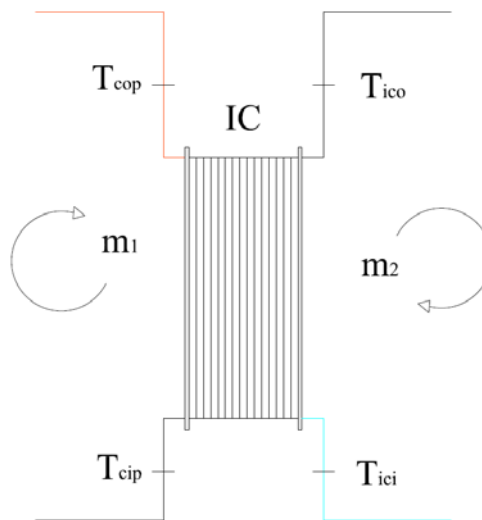


**Figura 6-14. Detalle colector.**

$$\dot{m}_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{co} - T_{ci}) = I_T \cdot A \cdot a_0 - n_{col} \cdot Q_{col}$$

**Ecuación 6-53**

▪ Balance de energía en el intercambiador de calor I



**Figura 6-15. Detalle intercambiador de calor.**

$$\dot{m}_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{cop} - T_{cip}) = \dot{m}_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_{ico} - T_{ici})$$

**Ecuación 6-54**

- Definición de eficiencia del intercambiador de calor 1

$$\varepsilon_{IC1} = \frac{\dot{m}_2 \cdot Cp_2 \cdot (T_{ico} - T_{ici})}{C_{\min 1} \cdot (T_{cop} - T_{ici})}$$

**Ecuación 6-55**

- Pérdidas en el circuito primario

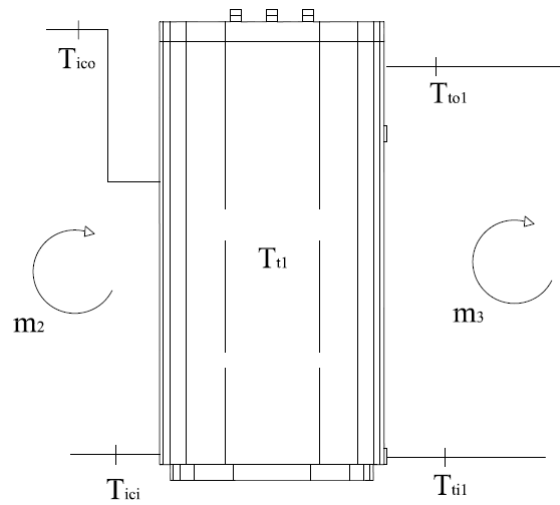
$$Q_{cond ie} + Q_{cond ii} = \dot{m}_1 \cdot Cp_1 \cdot (T_{co} - T_{cop})$$

**Ecuación 6-56**

$$Q_{cond vi} + Q_{cond ve} = \dot{m}_1 \cdot Cp_1 \cdot (T_{cip} - T_{ci})$$

**Ecuación 6-57**

- Balance de energía en el tanque general

**Figura 6-16. Detalle tanque general.**

$$\dot{m}_2 \cdot Cp_2 \cdot (T_{ico} - T_{ici}) = \dot{m}_3 \cdot Cp_2 \cdot (T_{to1} - T_{til})$$

**Ecuación 6-58**

- Temperatura media en el tanque general

$$T_{t1} = \frac{\dot{m}_2 \cdot T_{ico} + \dot{m}_3 \cdot T_{ti1}}{(\dot{m}_2 + \dot{m}_3)}$$

Ecuación 6-59

- Grado de estratificación del tanque general

$$E_{T1} = \frac{T_{to1} - T_{t1}}{T_{ico} - T_{t1}}$$

Ecuación 6-60

- Balance de energía del intercambiador 2

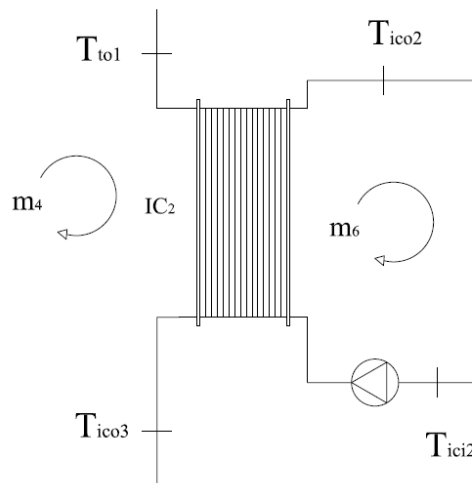


Figura 6-17. Detalle intercambiador ACS.

$$\dot{m}_4 \cdot C_{p2} \cdot (T_{to1} - T_{ico3}) = \dot{m}_6 \cdot C_{p2} \cdot (T_{ico2} - T_{ici2})$$

Ecuación 6-61

- Eficiencia del intercambiador de calor 2

$$\varepsilon_{IC2} = \frac{\dot{m}_6 \cdot C_{p2} \cdot (T_{ico2} - T_{ici2})}{C_{\min 2} \cdot (T_{to1} - T_{ici2})}$$

Ecuación 6-62

- Temperatura de entrada al tanque general por el retorno

$$T_{ti1} = \frac{\dot{m}_5 \cdot T_{ret} + \dot{m}_4 \cdot T_{ico3}}{\dot{m}_3}$$

Ecuación 6-63

- Balance de energía en el tanque de ACS

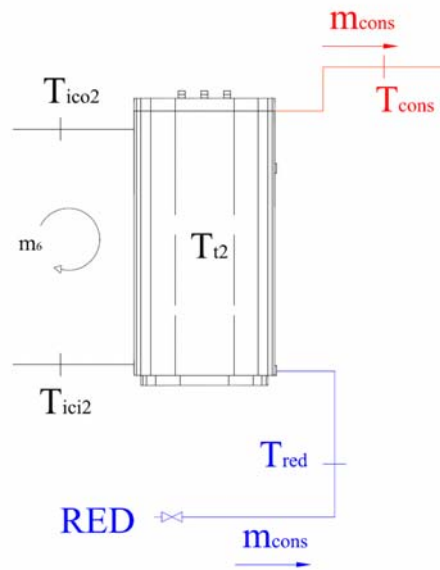


Figura 6-18. Detalle tanque ACS.

$$\dot{m}_6 \cdot C_{p2} \cdot (T_{ico2} - T_{ici2}) = \dot{m}_{cons} \cdot C_{p2} \cdot (T_{cons} - T_{red})$$

Ecuación 6-64

- Temperatura media del tanque de ACS

$$T_{t2} = \frac{\dot{m}_6 \cdot T_{ico2} + \dot{m}_{cons} \cdot T_{red}}{(\dot{m}_6 + \dot{m}_{cons})}$$

Ecuación 6-65

- Grado de estratificación del tanque de ACS

$$E_{T2} = \frac{T_{cons} - T_{t2}}{T_{ico2} - T_{t2}}$$

Ecuación 6-66

▪ Contribución solar de ACS

$$f_1 = \frac{T_{cons} - T_{red}}{T_{sum} - T_{red}}$$

**Ecuación 6-67**

En los meses de invierno que es necesario que el sistema de calefacción entre en funcionamiento, el sistema de ecuaciones pasa a tener una incógnita más, que será la contribución solar de calefacción. La ecuación añadida es la siguiente:

▪ Contribución solar de calefacción

$$f_2 = \frac{T_{to1} - T_{ret}}{T_{suelo\ rad} - T_{ret}}$$

**Ecuación 6-68**

Para los meses en que también es necesario refrigerar los locales comerciales, el número de ecuaciones es el mismo que en el caso anterior, ya que se añade la incógnita de la contribución solar del sistema de refrigeración. La ecuación que se añade es la siguiente:

▪ Contribución solar de refrigeración

$$f_2 = \frac{T_{to1} - T_{ret}}{T_{maq\ abs} - T_{ret}}$$

**Ecuación 6-69**

El caudal  $m_5$  que transporta la energía térmica a las aplicaciones estacionales depende de las aplicaciones de refrigeración y calefacción, por lo que estará definido en el sistema. Por otro lado, el caudal  $m_4$  destinado a la aplicación de ACS lo fijaremos en función de  $m_5$ , ya que variará dependiendo de la época estacional. El intercambiador 2 lo supondremos simétrico, por lo que  $m_6 = m_4$ .

Calefacción por suelo radiante

El caudal que circulará por las tuberías del suelo radiante vendrá impuesto por las recomendaciones que da el fabricante; en este proyecto emplearemos un sistema de suelo radiante del fabricante *UPONOR*. Siguiendo su manual técnico determinaremos tanto la temperatura necesaria de impulsión del agua y como los caudales requeridos.

Como vamos a satisfacer la demanda de calefacción de los dos locales comerciales del edificio, instalaremos varios circuitos por local bombeados eso sí por el mismo mecanismo. La transferencia de calor desde el suelo radiante a los locales es por radiación mayoritariamente, de manera que la temperatura del pavimento necesaria para satisfacer la demanda calorífica se obtiene a partir de la Ecuación 6-68.

$$T_{pav} = T_{sL} + \frac{q_{calef}}{\alpha}$$

Ecuación 6-70

Donde:

- $T_{pav}$  : Temperatura superficial del pavimento (°C).
- $T_{sL}$  : Temperatura de confort en el local (21 °C).
- $q_{calef}$  : Demanda de calor por unidad de área ( $W/m^2$ ).
- $\alpha$  : Transferencia por radiación. En el rango de temperaturas que nos movemos su valor varía entre 10 y 12  $W/m^2K$ ).

Tabla 6-6. Temperatura del pavimento necesaria en los locales.

	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Noviembre	Diciembre
$T_{pav Local1}$ (°C)	29.33	29.13	28.74	27.66	27.88	29.03
$T_{pav Local2}$ (°C)	33.57	33.23	32.6	30.97	31.39	33.13

Con los datos de la temperatura del pavimento y a partir de la Figura 6-19, es posible obtener la temperatura de impulsión del agua a cada circuito del suelo radiante. Los datos de entrada serán la demanda térmica de cada local por unidad de área ( $q_{calef}$ ) y el tipo de suelo (para el edificio de estudio baldosas de gres de 30 mm de espesor).

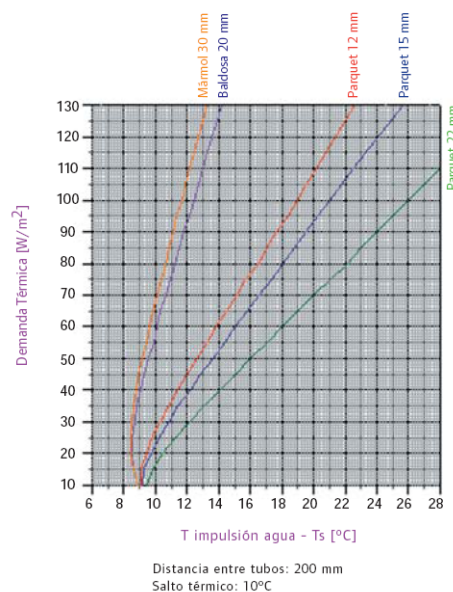
Figura 6-19. Salto térmico entre  $T_{imp}$  y  $T_{pav}$ .



Tabla 6-7. Temperatura de impulsión necesaria del agua al suelo radiante.

	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Noviembre	Diciembre
$T_{imp Local1} (^{\circ}C)$	40.53	40.13	39.44	37.96	38.28	39.93
$T_{imp Local2} (^{\circ}C)$	47.37	46.83	45.8	43.07	43.79	46.63

Como el circuito de impulsión es común para los dos locales, nos quedamos con los datos del local 2 ya que son más críticos.

Por último, el manual técnico estima una temperatura de retorno de 10 °C por debajo de la de impulsión, por lo que el caudal de agua necesario para calefactor los distintos locales, se calcula a partir de la siguiente expresión:

$$\dot{m}_{calef} = \dot{m}_s = \frac{Q_{calef}}{Cp_{agua} \cdot (T_{imp} - T_{ret})}$$

Ecuación 6-71

Tabla 6-8. Caudal de agua necesario al suelo radiante.

	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Noviembre	Diciembre
$\dot{m}_{calef} (kg/s)$	0.354	0.345	0.328	0.282	0.292	0.341

### Refrigeración por máquina de absorción

Con respecto a la selección de la máquina de absorción necesaria, recordar que la demanda térmica de refrigeración en los locales comerciales es 15.93 kW, por lo que habrá que seleccionar una máquina que al menos dé esa potencia en el evaporador.

De los principales fabricantes del mercado de máquinas de absorción, hemos seleccionado el modelo WFC-SC5 de YAZAKI, con una capacidad frigorífica de 17.6 kW. El sistema utilizado por la firma YAZAKI en sus productos de refrigeración, se basa en el ciclo de absorción de simple efecto con solución de bromuro de litio (LiBr) y agua, siendo ésta el refrigerante y el LiBr el absorbente.

Sus principales características se detallan en la Tabla 6-9 Para el cálculo de la instalación tomaremos datos de potencia, temperaturas y caudales nominales.

$$\begin{aligned}\dot{m}_{refrig} &= \dot{m}_s = 1.2 \text{ l/s} \\ T_{ent gen} &= T_{maq abs} = 88^{\circ}C \\ T_{sal gen} &= T_{ret} = 83^{\circ}C\end{aligned}$$

Tabla 6-9. Propiedades de la máquina de absorción. Fuente YAZAKI.

YAZAKI WFC-SC5				
Capacidad frigorífica			<i>kW</i>	17.6
Agua refrigerada	Temperatura	entrada	°C	12.7
		salida	°C	5
	Caudal de agua		<i>l/s</i>	0.77
Agua de enfriamiento (Torre)	Calor a disipar		<i>kW</i>	42.7
	Temperatura	entrada	°C	31
		salida	°C	35
	Caudal de agua		<i>l/s</i>	2.55
Agua caliente al generador	Potencia calorífica al generador		<i>kW</i>	25.1
	Temperatura	entrada	°C	88
		salida	°C	83
		rango	°C	70-95
	Caudal de agua		<i>l/s</i>	1.2

Tras varios cálculos con distintas áreas en cada programa, se ha llegado a la conclusión de emplear un número total de 12 colectores ( $28.8 \text{ m}^2$ ), consiguiendo valores de aporte solar muy considerables durante todo el año.

Tabla 6-10. Fracciones solares para cada aplicación.

	Enc	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
$f_{acs}$	0.49	0.50	0.51	0.47	2.27	0.91	0.95	0.99	0.92	2.01	0.45	0.48
$f_{refrig}$	-	-	-	-	-	0.30	0.32	0.33	0.32	-	-	-
$f_{calef}$	0.20	0.27	0.42	0.50	-	-	-	-	-	-	0.32	0.22

Se observa que para los meses en los que sólo se requiere ACS se sobrepasa notablemente la barrera del 100% de aporte solar. Esto hace necesario pensar en un sistema que se encargue de disipar el calor sobrante al ambiente. La solución más fácil y asequible es la de colocar un aerotermo en el tramo del circuito primario que va de los colectores al intercambiador de calor, ya que es en ese tramo donde se alcanzan las mayores temperaturas.

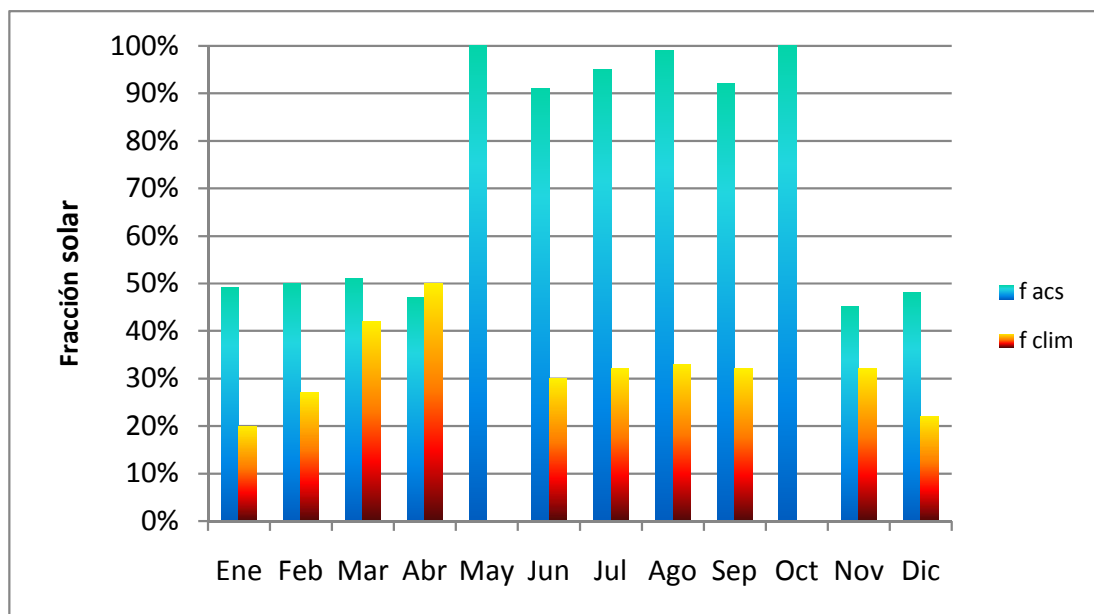


Gráfico 6-6. Fracciones solares para instalación completa.

Corrigiendo por tanto el excedente producido, se obtiene las siguientes fracciones solares anuales:

Tabla 6-11. Media anual de la contribución solar.

	$f_{anual}$
ACS	0.72
Refrigeración	0.32
Calefacción	0.32

## CAPÍTULO 7: DIMENSIONAMIENTO DE LA INSTALACIÓN

Después de haber visto el funcionamiento de la instalación con las temperaturas que se alcanzan en cada punto de la misma y las contribuciones solares logradas para cada aplicación, vamos a proceder al dimensionamiento de los sistemas principales de la instalación que fueron descritos en el Capítulo 5.

### 7.1. DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE CAPTACIÓN

#### 7.1.1. CAPTADORES SOLARES

Como ya se ha mencionado anteriormente, los cálculos realizados para la instalación completa demuestra que un número razonable de colectores para la instalación será de 12 colectores, sumando un área total de  $28.8 \text{ m}^2$ . Un número mayor haría que en los meses en los que sólo se requiere ACS hubiera un excedente energético, con lo que habría que disipar mucha energía y no mejoraría demasiado el aporte solar para el resto de los meses. Dado el área de que se dispone en la azotea y haciendo caso de las recomendaciones del fabricante de colectores, se instalarán dos baterías de 6 colectores cada una conectados por el método de retorno invertido, consiguiendo así el equilibrado hidráulico de todo el circuito.

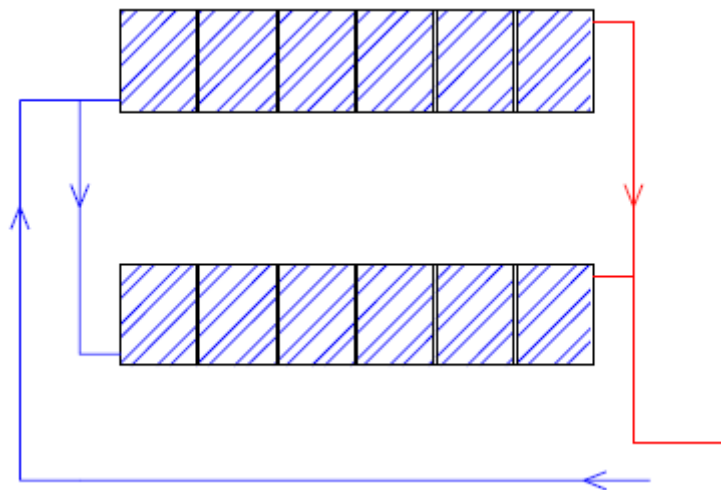


Figura 7-1. Conexión de los colectores.

Como ya se dijo anteriormente, el caudal recomendado que circula por cada colector es de  $90 \text{ l/h}$ , por lo que el caudal total que circula por las tuberías de cobre del circuito primario es de  $1080 \text{ l/h}$ . Las tuberías de entrada y salida de los colectores tienen un diámetro exterior de  $18 \text{ mm}$  con espesor de pared de  $1 \text{ mm}$ , por tanto para hacer un reparto equitativo de ese caudal al dividirse por las dos baterías de captadores, debemos seleccionar para las tuberías del circuito primario un diámetro tal, que la velocidad del fluido sea igual o parecida a la que entra a cada batería.

$$v_{prim} = \frac{q_{prim}}{A_{prim}} = \frac{q_{bat}}{A_{bat}} = v_{bat}$$

**Ecuación 7-1**

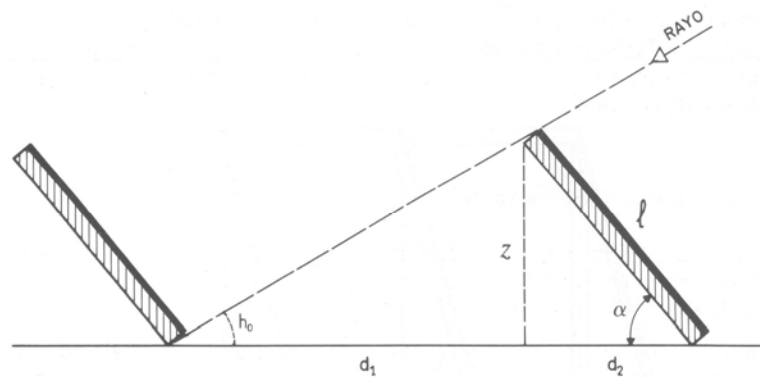
Resolviendo la Ecuación 7-1, el diámetro normalizado exterior a escoger para las tuberías del primario es de 25 mm con espesor de pared 1 mm.

Otro aspecto a tener en cuenta es la separación entre las filas de los colectores. Para ello buscamos el día más desfavorable, es decir cuando el sol está más bajo sobre el horizonte. Al ser una instalación que funciona durante todo el año, el día más desfavorable corresponde con el 21 de Diciembre, donde al mediodía la altura solar se calcula mediante la siguiente expresión:

$$h_0 = 90^\circ - \text{latitud} - 23.5^\circ$$

**Ecuación 7-2**

Y como nuestra latitud es de  $41.7^\circ$ , tenemos que  $h_0 = 24.8^\circ$ .

**Figura 7-2. Detalle separación de fila de colectores.**

A partir de razones trigonométricas, la distancia  $d$  entre fila de colectores se calcula mediante la siguiente expresión:

$$d = d_1 + d_2 = l \cdot [\text{sen}(\alpha) / \tan(h_0) + \cos(\alpha)]$$

**Ecuación 7-3**

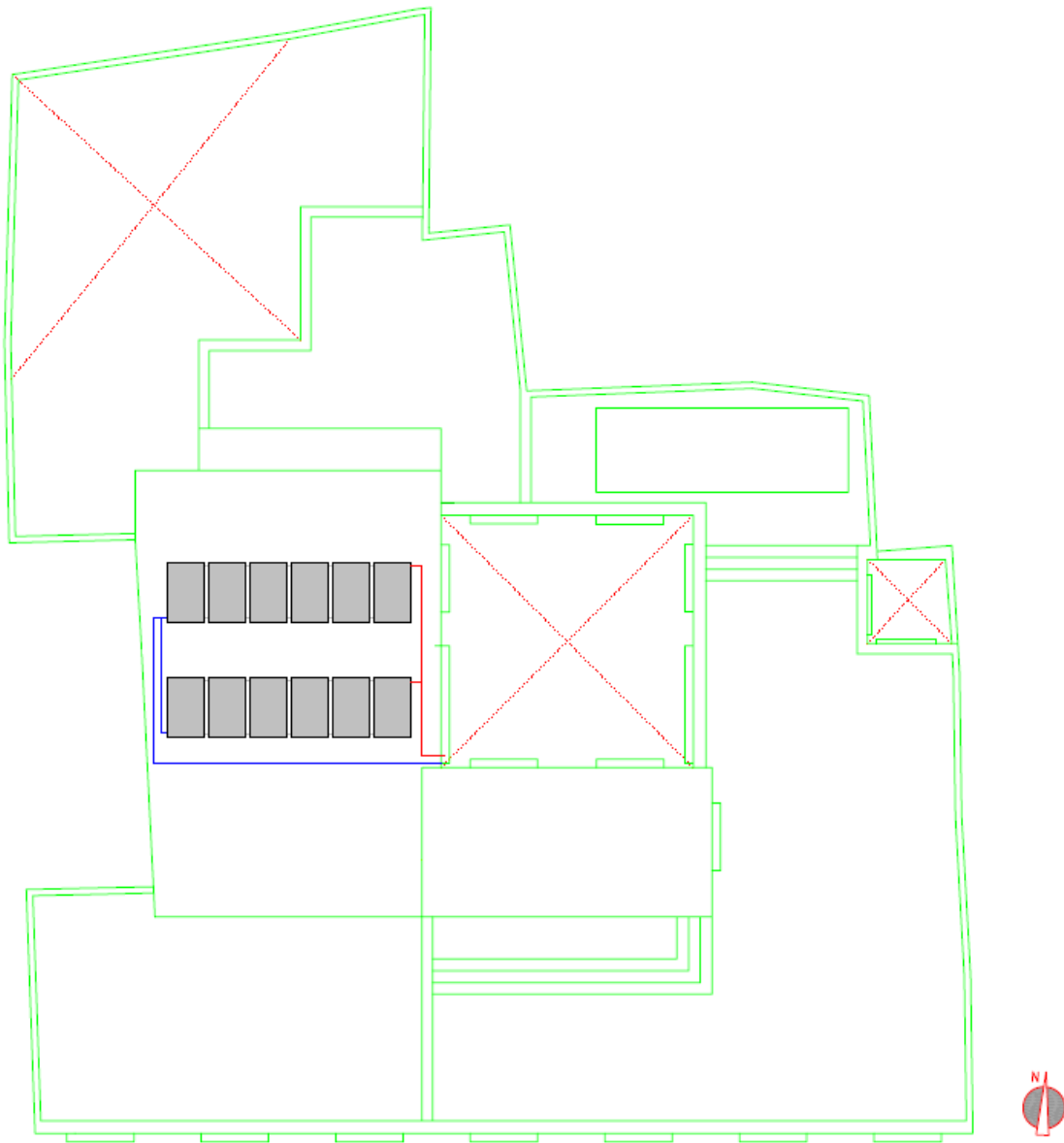
Donde:

- $l$  es la longitud del colector (altura) e igual a 2.105 m.
- $\alpha$  es la inclinación del colector e igual a  $42^\circ$ .
- $h_o$  es la altura solar mínima y que calculamos anteriormente,  $24.8^\circ$ .

Con estos datos se determina la separación entre filas de colectores,  $d$ , ver Figura 7-2.

$$d = 2.105 \cdot [\text{sen}(42^\circ) / \tan(24.8^\circ) + \cos(42^\circ)] = 4.61 \text{ m}$$

**Ecuación 7-4**



**Figura 7-3. Detalle colocación de los colectores en la azotea.**

### 7.1.2. INTERCAMBIADOR DE CALOR

Como ya se mencionó anteriormente, es necesario el uso de un intercambiador de calor para transferir energía sin intercambio de masa desde el fluido del circuito primario (mezcla agua-propilenglicol) al secundario (agua de consumo a cada aplicación), ya que si se produjera una mezcla de ambos estaríamos contaminando el agua de consumo. El intercambiador de calor más aconsejable es el de placas, compuesto por una serie de placas metálicas de elevada conducción con pequeñas corrugaciones, atornilladas a otras dos placas que ejercen de tapas. Entre placa y placa se coloca una junta elastomérica, que no sólo se encarga de asegurar la estanqueidad del conjunto, sino también de guiar el fluido a través de las distintas placas. Una de sus principales ventajas, es que dependiendo de la potencia a intercambiar, colocaremos más o menos placas.

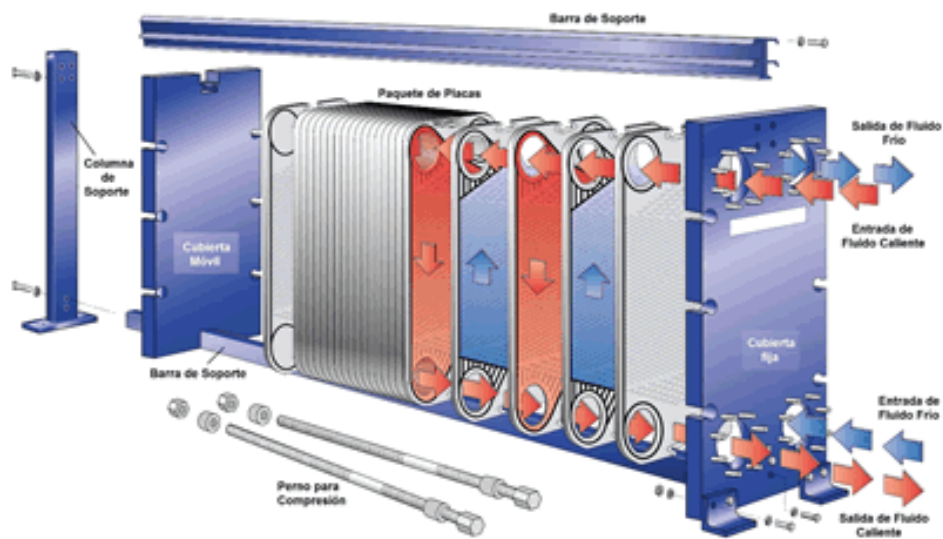


Figura 7-4. Intercambiador de calor de placas.

Los datos que se precisan para realizar el cálculo del intercambiador son los siguientes: temperaturas de entrada y salida de los dos fluidos que intercambian calor, caudales y propiedades termofísicas de los mismos y área útil de intercambio de las placas. Seleccionamos un intercambiador de placas del catálogo de *SALVADOR ESCODA* modelo *M3FG* de la marca *Alfa Laval*, pudiendo escoger entre un rango de 5 a 47 placas.

- Dimensiones efectivas de la placa: **altura** = 385 mm; **ancho** = 168 mm.
- Separación entre placas: 2 mm (igual para ambos fluidos).
- Espesor de la placa: 0.5 mm.

El área de transferencia de intercambio es:

$$A_{\text{útil}} = n \cdot 0.385 \text{ m} \cdot 0.168 \text{ m} = n \cdot 0.065 \text{ m}^2$$

Ecuación 7-5

Donde  $n$  es el número de placas útiles, es decir, no tenemos en cuenta las de los extremos ya que no participan en la transferencia de calor entre los fluidos. Así tendremos que el número total de placas será  $(n+2)$  y el de canales  $(n+1)$ .

Supondremos que el número de canales es par, de manera que el paso de cada fluido es  $(n+1)/2$  canales y una sección de paso por cada uno de ellos igual a:

$$A_{canal} = \frac{(n+1)}{2} \cdot S_{canal} = \frac{(n+1)}{2} \cdot a_{canal} \cdot a_e = \frac{(n+1)}{2} \cdot 0.002 \cdot 0.168 = 1.68 \cdot 10^{-4} (n+1) m^2$$

Ecuación 7-6

Calcularemos por último la longitud característica del canal basándonos en la definición del diámetro hidráulico:

$$l_c = \frac{4 \cdot S_{canal}}{P_{canal}} = \frac{4 \cdot a_{canal} \cdot a_e}{2 \cdot (a_{canal} + a_e)} \approx 2 \cdot a_{canal} = 2 \cdot 0.002 m = 4 \cdot 10^{-3} m$$

Ecuación 7-7

Como lo que queremos conocer es el número de placas  $n$ , determinaremos el número de unidades de transmisión  $NTU$  y el coeficiente global de transmisión de calor para disponer de dos ecuaciones para el cálculo de  $U$  y  $n$ .

Dimensionaremos el cálculo para el mes que más potencia se necesite intercambiar, que en este caso observando los datos obtenidos es el mes de Septiembre.

$$Q = \dot{m}_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{cop} - T_{cip}) = 9.15 kW$$

Ecuación 7-8

#### ▪ Método del $NTU$

El primer cálculo necesario será comprobar qué fluido, el caliente (mezcla de agua-propilenglicol por el circuito primario) o el frío (agua por el secundario), transporta mayor energía, es decir, cuál de los dos tiene mayor valor del producto  $(m \cdot Cp)$ , lo que determinará que método de resolución utilizar.

$$(m \cdot Cp)_c = 947.42 W / K$$

Ecuación 7-9

$$(m \cdot Cp)_f = 1047 W / K$$

Ecuación 7-10



Como

$$(m \cdot Cp)_{min} = (m \cdot Cp)_c \rightarrow \varepsilon_{IC} = R \cdot P = 0.7$$

**Ecuación 7-11**

Donde:

$$R = \frac{(m \cdot Cp)_f}{(m \cdot Cp)_c} = 1.105$$

**Ecuación 7-12**

$$P = \frac{T_{ico} - T_{ici}}{T_{cop} - T_{ici}} = 0.633$$

**Ecuación 7-13**

Para finalmente obtener el valor de NTU

$$NTU = \frac{\ln\left(\frac{1 - C_r \cdot \varepsilon_{IC}}{1 - \varepsilon_{IC}}\right)}{1 - C_r} = 2.107$$

**Ecuación 7-14**

Donde

$$C_r = \frac{(m \cdot Cp)_c}{(m \cdot Cp)_f} = 0.905$$

**Ecuación 7-15**

▪ ***Método de las diferencias de temperatura efectiva***

Este segundo método tendrá como objetivo calcular el valor del coeficiente de transferencia de calor  $U$  del intercambiador y compararlo con el resultado obtenido en la Ecuación 7-14 mediante la siguiente expresión:

$$NTU = \frac{U_{IC} \cdot A_{útil}}{(m \cdot Cp)_{min}}$$

**Ecuación 7-16**

Donde:

- $NTU$  es el valor obtenido anteriormente.
- $U_{IC}$  es el coeficiente de transferencia de calor del intercambiador.
- $n$  es el número de placas necesarias en el intercambiador.
- $A_{\text{útil}}$  es el área útil de intercambio de calor por placa.

Calculamos pues el valor del coeficiente  $U_{IC}$ :

$$U_{IC} = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_f} + \frac{e_{placa}}{k_{placa}} + R_{cont}}$$

**Ecuación 7-17**

Donde:

- $h_c$  es el coeficiente de convección del fluido caliente  $h_1$ .
- $h_f$  el coeficiente de convección del fluido frío  $h_2$ .
- $e_{placa}$  es el espesor de cada placa del intercambiador.
- $k_{placa}$  es la conductividad de la placas del intercambiador ( $k_{placa} = 15 W/mK$ ).
- $R_{cont}$  es la resistencia térmica de conducción por contaminación ( $R_{cont} = 3 \cdot 10^{-5} K m^2/W$ )

Para el cálculo de los coeficientes de convección usaremos la siguiente correlación para flujo turbulento:

$$Nu = 0.4 \cdot Re^{0.64} \cdot Pr^{0.4}$$

**Ecuación 7-18**

Como se puede ver en la correlación anterior es necesario calcular el número de *Prandtl* y el de *Reynolds*.

▪ Fluido caliente (1)

$$v_1 = \frac{\dot{m}_1 / \rho_1}{A_{canal}} = \frac{1.79}{(n+1)} m/s$$

**Ecuación 7-19**

$$Re_1 = \frac{\rho_1 \cdot v_1 \cdot l_c}{\mu_1} = \frac{10346}{(n+1)}$$

**Ecuación 7-20**

$$Nu_1 = 0.4 \cdot Pr^{0.4} \cdot Re^{0.64} = \frac{302}{(n+1)^{0.64}}$$

**Ecuación 7-21**

A partir del  $Nu$ , obtenemos el coeficiente de convección para el fluido caliente:

$$h_1 = \frac{Nu_1 \cdot k_1}{l_c} = \frac{\frac{302}{(n+1)^{0.64}} \cdot 0.45 \text{ W/m} \cdot \text{K}}{4 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = \frac{33975}{(n+1)^{0.64}} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

**Ecuación 7-22**

▪ Fluido frío (2)

$$v_2 = \frac{\dot{m}_2 / \rho_2}{A_{canal}} = \frac{1.84}{(n+1)} \text{ m/s}$$

**Ecuación 7-23**

$$Re_2 = \frac{\rho_2 \cdot v_2 \cdot l_c}{\mu_2} = \frac{17120}{(n+1)}$$

**Ecuación 7-24**

$$Nu_2 = 0.4 \cdot Pr^{0.4} \cdot Re^{0.64} = 296$$

**Ecuación 7-25**

A partir del  $Nu$ , obtenemos el coeficiente de convección para el fluido frío:

$$h_2 = \frac{Nu_2 \cdot k_2}{l_c} = \frac{\frac{296}{(n+1)^{0.64}} \cdot 0.7 \text{ W/m} \cdot \text{K}}{4 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = \frac{51810}{(n+1)^{0.64}} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

**Ecuación 7-26**

Introduciendo los valores en la Ecuación 7-17 se llega a:

$$U_{IC} = \frac{10^5}{\left[4.9 \cdot (n+1)^{0.64} + 6.33\right]} \frac{W}{m^2 K}$$

**Ecuación 7-27**

Sustituyendo todos los resultados en la Ecuación 7-16 tenemos:

$$n - 1.51(n+1)^{0.64} = 1.95$$

**Ecuación 7-28**

Resolviendo la Ecuación 7-28, se llega a la solución de que son necesarias al menos 9 placas del modelo de intercambiador propuesto. Sin embargo el CTE indica que la potencia ( $kW$ ) de intercambio debe cumplir:

$$P \geq 500 \cdot A_{colectores}$$

**Ecuación 7-29**

En este caso, la potencia mínima debe ser de  $14.4 kW$ , por tanto el número de placas debe ser mayor, concretamente a partir de la Ecuación 7-30, se comprueba que son necesarias 29 placas.

$$Q = U_{IC} \cdot A_{útil} \cdot \Delta T_{lm}$$

**Ecuación 7-30**

Donde:

- $U_{IC} = 2019 W/m^2 K$ . Obtenido de la Ecuación 7-27.
- $A_{útil} = 1.885 m^2$ . Obtenida de la Ecuación 7-5.
- $\Delta T_{lm} = 3.86 K$ . Es la diferencia de temperaturas logarítmica:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{cop} - T_{ico}) - (T_{cip} - T_{ici})}{\ln \left( \frac{T_{cop} - T_{ico}}{T_{cip} - T_{ici}} \right)}$$

**Ecuación 7-31**

Efectivamente,  $Q = 14.7 kW \geq 14.4 kW$ . Por tanto el número de placas útiles será de 29, mientras que el número de placas totales será de 31. El número de canales por fluido será de 15.

## 7.2. DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE ALMACENAMIENTO.

### 7.2.1. TANQUE DE ALMACENAMIENTO GENERAL

Para dimensionar el tanque de almacenamiento general se ha seguido el criterio de poder proporcionar con la energía almacenada en éste, el calor suficiente para que funcione la instalación de refrigeración, que es la que mayor energía requiere, durante al menos una hora.

Observando la Tabla 6-9 en la que vienen descritas las propiedades de la máquina de absorción, el caudal nominal de agua que se requiere para el generador es de 1.2 l/s, por tanto el volumen necesario del tanque de almacenamiento general será:

$$V_{tanq\ general} = q_{gen} \cdot \Delta t = 4320\ l$$

**Ecuación 7-32**

Ahora bien, como hemos calculado en el capítulo anterior, la instalación no cubre toda la carga con energía solar, por lo que no es necesario sobredimensionar este elemento. Seleccionamos un acumulador vertical de acero negro al carbono de 4000 litros de la empresa *IBERSOLAR*.

### 7.2.2. TANQUE DE ACS

Para este tanque la situación es distinta, ya que el DTIE y el CTE dan indicaciones de cómo debe estimarse su volumen. En este caso se han seguido las recomendaciones del DTIE, para al final comprobar si el volumen obtenido se encuentra entre los límites exigidos por el CTE.

El procedimiento que recomienda el DTIE es utilizar como volumen mínimo para el tanque, el consumo que tiene lugar en todo el edificio durante el período de punta. De esta manera, el sistema podrá proporcionar el agua necesaria para este momento crítico, y durante las horas valle recargarse.

El consumo durante el período punta máximo diario es aproximadamente el 75% del diario total. Para calcular éste, hay que calcular en primer lugar el número de viviendas estándar equivalentes, ya que las viviendas aquí tratadas tienen un mayor número de cuartos de baños que las hará consumir más.

Consultando el DTIE 1.01, el número de viviendas estándar equivalentes ( $N_{ve}$ ) lo podemos aproximar a 9 teniendo en cuenta los locales comerciales.

El consumo diario para una vivienda estándar ( $Q_d$ ) está estimado en 150 l/día, por tanto un consumo de punta para una vivienda de este tipo será:

$$Q_p = 0.75 \cdot Q_d = 112.5 \text{ l/día}$$

**Ecuación 7-33**

Pero en este caso al tratarse de un edificio con varias viviendas, es necesario aplicar un coeficiente de simultaneidad ( $\varphi$ ) dado por la Ecuación 7-34.

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{N_{ve} - 1}} = 0.353$$

**Ecuación 7-34**

El caudal máximo horario en la hora de máximo consumo será:

$$C_{max} = Q_p \cdot N_{ve} \cdot \varphi = 357.5 \text{ l/h}$$

**Ecuación 7-35**

Para conocer el volumen total consumido en el período de punta, tenemos que conocer la duración de dicho período:

$$T_p = 5 \cdot \frac{N_{ve}^{0.905}}{15 + N_{ve}^{0.92}} = 1.62 \text{ h}$$

**Ecuación 7-36**

Con lo que el volumen de agua de consumo es:

$$C_{max} \cdot T_p = 579 \text{ l}$$

**Ecuación 7-37**

Los depósitos de acumulación deben ser diseñados de manera que se favorezca la estratificación, con el fin de suministrar agua caliente a una temperatura constante. Al entrar el agua fría en el depósito, ésta tiende a mezclarse con el agua caliente de forma proporcional a la cantidad de movimiento. La disposición de deflectores cerca de la entrada de agua fría atenúa notablemente el fenómeno, sin llegar a anularlo del todo.

De lo anterior, existirá siempre un volumen de acumulación que no es aprovechable por estar a una temperatura inferior a la mínima de uso y que, por tanto, debe ser tenido en cuenta para calcular el volumen total de acumulación.

El factor de mezcla  $f_m$ , que representa la relación entre el volumen útil del depósito y el volumen efectivo, depende del factor de forma  $f_f$ . Elegiremos un tanque cuyas dimensiones den un factor de forma igual a 2 ( $f_f = H/D = 2$ ).

$$f_m = 0.63 + 0.14 \cdot f_f = 0.91$$

Ecuación 7-38

El volumen útil del acumulador deberá ser:

$$V_u = \frac{C_{max} \cdot T_p}{1 + \frac{T_p}{t_p} \cdot \frac{1}{f_f}} = 363 \text{ l}$$

Ecuación 7-39

Donde el tiempo de preparación recomendado  $t_p$  es de tres horas. Con todo esto, el tanque de acumulación de ACS tendrá que tener como mínimo según las recomendaciones del DTIE el siguiente volumen:

$$V = \frac{V_u}{f_m} = 400 \text{ l}$$

Ecuación 7-40

Por otro lado, las exigencias del CTE dicen que el volumen de este tanque debe estar comprendido entre los siguientes límites:

$$50 < \frac{V}{A_{colectores}} < 180$$

Ecuación 7-41

El área de colectores que debe usarse aquí no debe ser el total de la instalación, sino simplemente la que se dedica a la aplicación de ACS. Como anteriormente se realizó el cálculo del área necesaria para esta aplicación, se utilizarán los valores obtenidos en este caso ( $9.6 \text{ m}^2$ ).

$$480 \text{ l} < V < 1728 \text{ l}$$

Ecuación 7-42

Se puede ver que el volumen calculado según las indicaciones del DTIE está por debajo del límite de exigencias del CTE, por lo que para cumplir éstas habrá que utilizar un tanque de volumen superior a 480 litros.

Del fabricante *IBERSOLAR* seleccionamos un acumulador vertical de acero vitrificado de 500 litros de capacidad.

### 7.3. DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE ACS.

El sistema de ACS está compuesto por el intercambiador secundario, el tanque de ACS, las bombas correspondientes, la caldera auxiliar y todas las tuberías que se encargan de la distribución hasta las viviendas.

Para el dimensionamiento del intercambiador secundario o de ACS procederemos del mismo modo que para el cálculo del intercambiador principal, empleando el mismo modelo de intercambiador. En este caso la potencia de intercambio necesaria es menor, concretamente haciendo caso de las indicaciones del CTE, la potencia mínima de intercambio debe ser de 4.8 kW. Procediendo de igual manera que para el dimensionamiento del intercambiador principal, el valor de  $U$  para el intercambiador de ACS es el siguiente:

$$U_{IC} = \left[ \frac{10^5}{20 \cdot (n+1)^{0.64} + 6.33} \right] \frac{W}{m^2 K}$$

**Ecuación 7-43**

En este caso son suficientes 5 placas, pudiendo comprobar a partir de la Ecuación 7-30, que conseguimos transferir la potencia necesaria.

- $U_{IC} = 1443 \text{ W/m}^2\text{K}$ . Obtenido de la Ecuación 7-43.
- $A_{\text{útil}} = 0.325 \text{ m}^2$ . Obtenida de la Ecuación 7-5.
- $\Delta T_{lm} = 11.4 \text{ K}$ . Es la diferencia de temperaturas logarítmica.

Efectivamente,  $Q = 5.3 \text{ kW} \geq 4.8 \text{ kW}$ . Por tanto el número de placas útiles será de 5, mientras que el número de placas totales será de 7. El número de canales por fluido será de 3.

El tanque de ACS se ha dimensionado en el apartado anterior, ya que al servir como almacenamiento de energía también ha sido incluido en el sistema de almacenamiento. El dimensionamiento de las bombas y de la caldera auxiliar se llevará a cabo en próximos apartados.



## 7.4. DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.

### 7.4.1. MÁQUINA DE ABSORCIÓN

Como ya se ha mencionado en numerosas ocasiones, la solución empleada para refrigerar los locales comerciales del edificio será la utilización de una máquina de absorción. Ésta debe ser capaz de atender la demanda máxima de refrigeración de los locales comerciales del edificio, la cual asciende a  $15.93 \text{ kW}$ . Para ello seleccionamos una máquina de absorción de  $17.6 \text{ kW}$  de potencia frigorífica de la marca *YAZAKI*. Sus características vienen indicadas en la Tabla 6-9. La máquina será instalada en el cuarto de máquinas mencionado. El coeficiente de eficiencia energética con el que trabaja es el indicado en la siguiente expresión:

$$CEE = \frac{Q_{\text{evaporador}}}{Q_{\text{generador}}} = \frac{17.6 \text{ kW}}{25.1 \text{ kW}} = 0.7$$

Ecuación 7-44

Para la instalación de estas máquinas, es necesario prever una alimentación continua de agua caliente a una temperatura mínima de  $70^\circ\text{C}$  con el caudal que se indica en la tabla de características mencionada. Por otra parte debe instalarse también un sistema de disipación de calor o enfriamiento del circuito, lo que generalmente se efectúa con una torre de enfriamiento atmosférico a dimensionar de acuerdo con la potencia total de calor a disipar ( $42.7 \text{ kW}$ ) teniendo en cuenta para su selección la temperatura húmeda exterior.

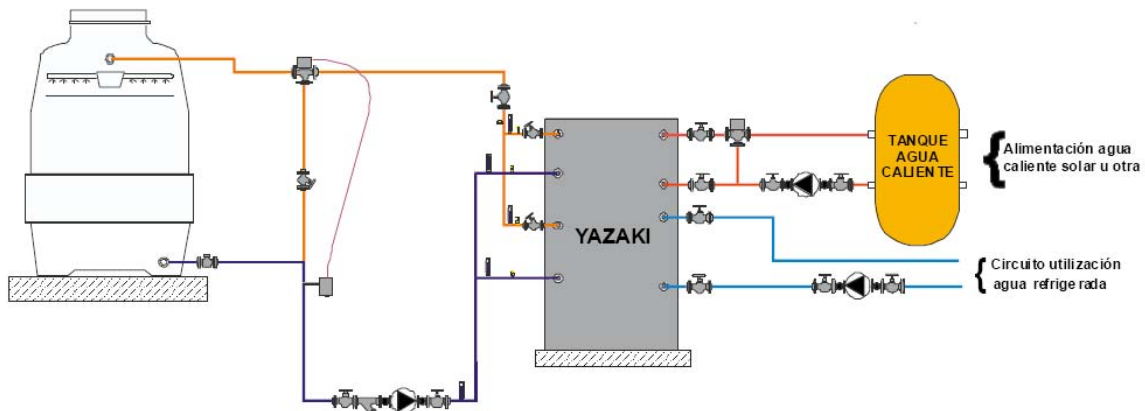


Figura 7-5. Esquema instalación de la máquina de absorción.

El fluido utilizado en las plantas enfriadoras de agua *YAZAKI*, es una solución de agua y Bromuro de litio ( $\text{LiBr}$ ), siendo el agua el refrigerante y el  $\text{LiBr}$  el absorbente. Ello significa que los agentes utilizados son totalmente inocuos para el medio ambiente. El  $\text{LiBr}$  es una sal similar a la sal común ( $\text{NaCl}$ ) que tiene una gran afinidad con el agua, absorbiéndola fácilmente. Por otra parte, destacar que a una presión absoluta de  $0.9 \text{ kPa}$  (muy por debajo de la presión atmosférica) el agua se evapora a sólo  $3^\circ\text{C}$ .

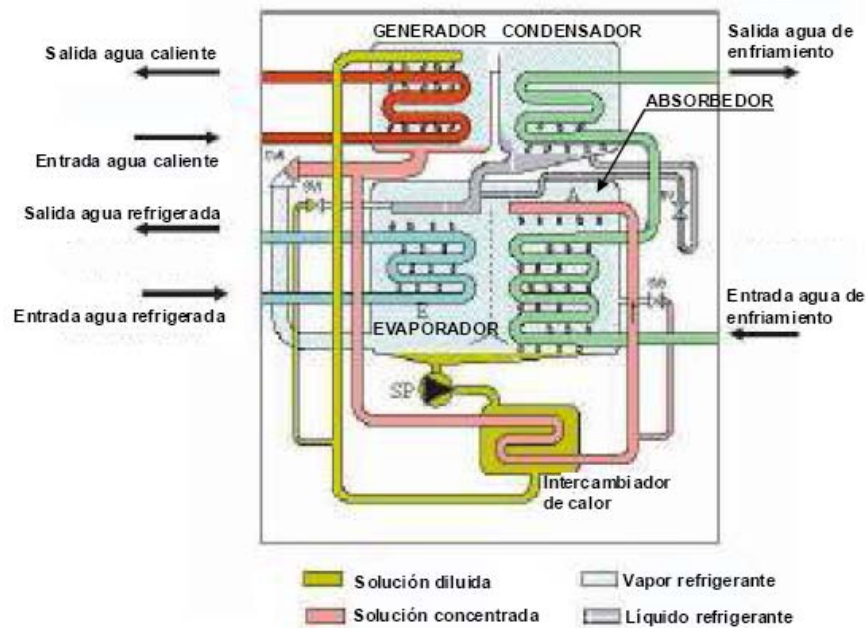


Figura 7-6. Esquema de funcionamiento de la máquina de absorción.

Para explicar el funcionamiento seguiremos el esquema que aparece en la Figura 7-6. Empezamos en el generador que está situado en la parte superior izquierda de la figura, donde la solución acuosa contiene un 56% de LiBr, siendo la temperatura nominal de entrada del agua caliente de 88°C y la de salida de 83°C, mientras que la presión interior absoluta es de 8 *kPa*. Como efecto del calor aportado a dicha presión ambiente, el agua de la solución entra en ebullición y el vapor formado se encamina hacia el recipiente contiguo que es el condensador. Debido a esta separación de vapor, la solución restante se concentra hasta un 56% de LiBr dirigiéndose en estas condiciones hacia el intercambiador de calor situado en la parte inferior del esquema. Mientras, en el condensador, el vapor de agua es enfriado hasta 36°C gracias al circuito de agua procedente, por ejemplo, de una torre de enfriamiento y que entra a la máquina a una temperatura de 29.5°C, condensando el vapor y convirtiéndolo en agua. Esta agua es introducida en el evaporador donde se mantiene una presión absoluta de 0,9 *kPa* por lo que se evapora adquiriendo el calor necesario para ello del circuito de agua a refrigerar rebajando su temperatura a 7°C suponiendo que ha entrado de la instalación a una temperatura de 12°C. Al mismo tiempo, la solución concentrada al 56% de LiBr procedente del generador fluye en el absorbedor que comparte espacio y presión con el evaporador, siendo el vapor de agua del mismo absorbido por el LiBr debido a su afinidad con el agua. Ello permite eliminar el vapor de agua a medida que se produce y continuar manteniendo la presión de 0,9 *kPa* en el espacio compartido por el evaporador y el absorbedor. El fenómeno de la absorción produce calor que a su vez es eliminado por el mismo circuito de enfriamiento antes de dirigirse al condensador. Finalmente, la solución diluida al 52% de LiBr por la absorción del vapor, vuelve al generador para reiniciar el proceso, pasando previamente por un intercambiador de calor que permite aumentar el rendimiento del ciclo.

### 7.4.2. CLIMATIZADORES

El agua fría producida en la máquina seleccionada debe ser dirigida al aparato climatizador, en este caso Fancoils, para poder atender la demanda de refrigeración antes calculada, ver Figura 7-7. Dichos Fancoils serán instalados en el techo de los locales, repartiendo el aire acondicionado a todo el habitáculo.

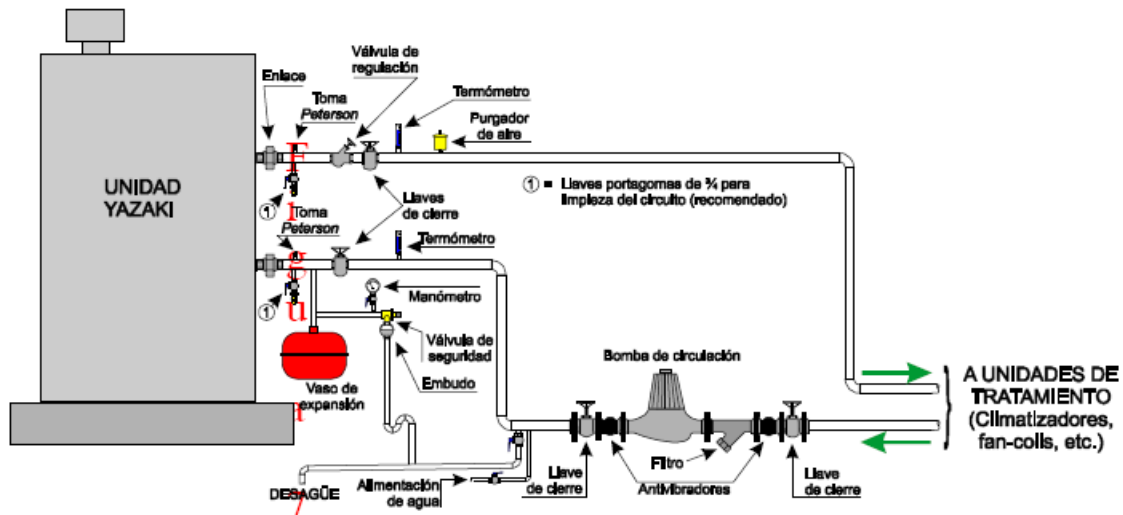


Figura 7-7. Esquema circuito agua refrigerada.

Para la selección del Fancoil debemos saber cuál es la potencia máxima que es capaz de entregar y qué caudal de aire máximo necesita para realizar la transferencia de energía. La demanda máxima de refrigeración para el local 1 es de  $9.3 \text{ kW}$  y para el local 2 de  $6.6 \text{ kW}$ .

En cuanto al caudal de aire, consideraremos que la temperatura de impulsión del aire a los locales será de  $9^\circ\text{C}$  para acondicionarlos a  $24^\circ\text{C}$ , por lo que a su paso por el ventilador de impulsión del Fancoil tiene que vencer un salto térmico de  $15^\circ\text{C}$ .

Luego el caudal de aire de impulsión vendrá determinado por la Ecuación 7-45:

$$\dot{m}_{\text{aire}} = \frac{Q_{\text{refrig}}}{C_{p_{\text{aire}}} \cdot \Delta T}$$

Ecuación 7-45

Por tanto, para el local 1 el caudal de aire necesario será de  $0.62 \text{ kg/s}$ , mientras que para el local 2 será de  $0.44 \text{ kg/s}$ .

De esta forma, la potencia necesaria en el ventilador de impulsión de aire viene definido por la Ecuación 7-46.

$$Q_{vent} = \frac{\Delta P \cdot \dot{m}_{aire}}{\rho_{aire} \cdot \eta_{vent}}$$

Ecuación 7-46

Tomando como salto de presión en el ventilador ( $\Delta P$ ) 200 Pa y como rendimiento del ventilador ( $\eta_{vent}$ ) 0.9, la potencia necesaria en cada uno de los ventiladores de los Fancoils es de 115 W para el del local 1 y 81.5 W para el del local 2.

Del catálogo de *SALVADOR ESCODA*, escogemos para el local 1 dos Fancoils iguales, modelo VTS-50 de 4.7 kW de potencia de frío y caudal de aire de 920 m<sup>3</sup>/h, y para el local 2 un Fancoil modelo VTS-60 de 6.7 kW de potencia de frío y caudal de aire de 1130 m<sup>3</sup>/h.

### 7.4.3. TORRE DE REFRIGERACIÓN

Las máquinas de absorción *YAZAKI* deben conectarse a un circuito de agua de enfriamiento para disipar el calor del absorbedor y del condensador, siendo necesario mantener la temperatura de entrada a la máquina en un valor comprendido entre los 24°C y 31°C. Lo más usual es que para ello se utilice una torre de enfriamiento, ver Figura 7-8, la cual estará situada en la azotea del edificio

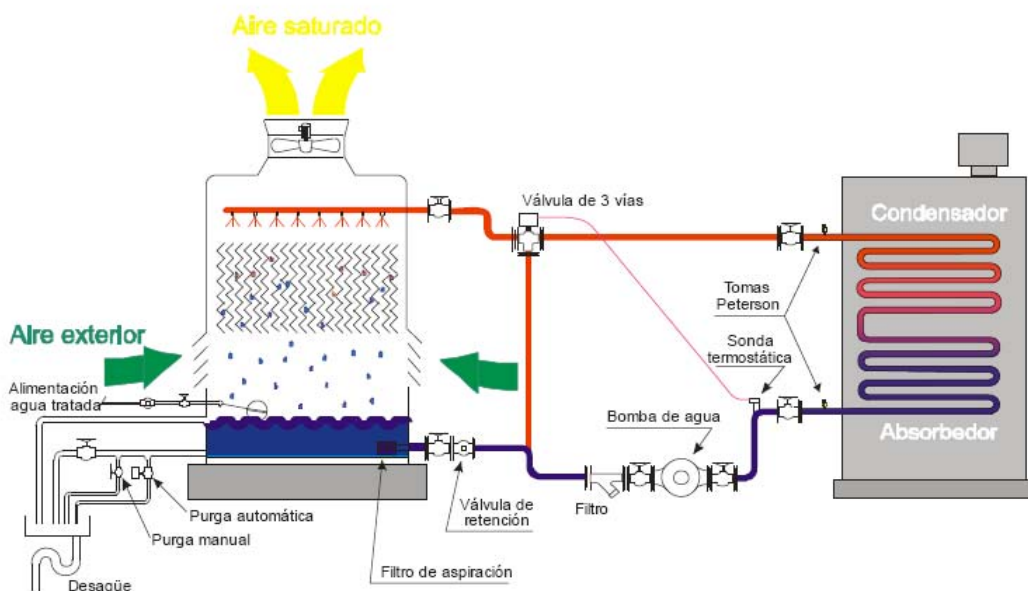


Figura 7-8. Esquema circuito agua de enfriamiento.

De la tabla de características de la máquina de absorción escogida, el calor a disipar asciende a  $42.7 \text{ kW}$ , no debiendo superar el agua de retorno a la entrada de la máquina de absorción los  $31 \text{ }^{\circ}\text{C}$  en ningún caso.

Con estos datos, del catálogo comercial de *SALVADOR ESCODA* seleccionamos una torre de enfriamiento de la marca *TEVA DECSA* modelo *TMR-04*, la cual a una temperatura de bulbo húmedo exterior de  $22 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , y entrando el agua caliente que viene de la máquina de absorción a  $35 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , consigue disipar  $46 \text{ kW}$ , devolviendo el agua a  $29 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Otro dato a tener en cuenta en el diseño de la torre de enfriamiento, es el caudal de agua de reposición necesario debido al evaporamiento producido. Para ello supondremos que el 85% lo aporta el calor latente.

$$\dot{m}_{\text{agua}} = \frac{0.85 \cdot Q_{\text{torre}}}{\lambda}$$

**Ecuación 7-47**

Donde  $\lambda = 2400 \text{ kJ/kg}$  es el calor latente de cambio de fase. Sustituyendo en la Ecuación 7-47, el caudal de agua que hay que reponer es de  $0.0163 \text{ kg/s}$

## 7.5. DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE CALEFACCIÓN

Al igual que sucede con el sistema de climatización, el sistema de calefacción debe ser capaz de hacer frente a las cargas térmicas de los locales calculadas en el Capítulo 4. Como ya se comentó anteriormente, seleccionaremos como sistema de calefacción el suelo radiante, al necesitar éste temperaturas relativamente bajas ( $35\text{-}45 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ) que pueden ser atendidas por medio de la instalación solar calculada.

El fabricante escogido para la instalación del suelo radiante es *UPONOR*, por disponer de múltiples variantes adecuadas a cada tipo de edificación. El sistema empleado en nuestro caso será el denominado *Tradicional*. En la Figura 7-9 pueden verse los elementos principales que lo componen.

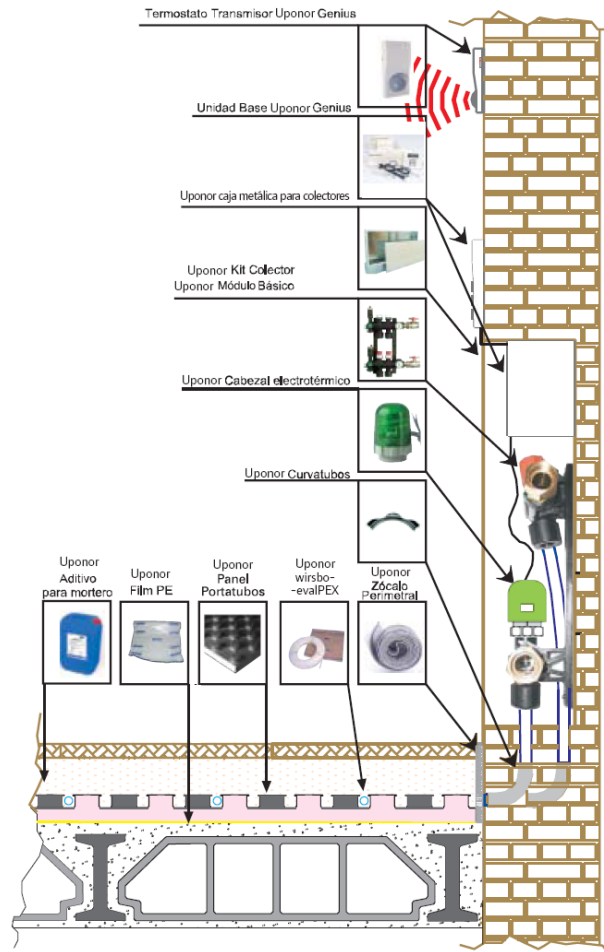


Figura 7-9. Sistema de calefacción por suelo radiante tradicional. Fuente UPONOR.

Haciendo caso del manual técnico de *UPONOR*, los circuitos emisores se instalarán con tubería *UPONOR wirsbo-evalPEX* 20x1.9, manteniendo una separación entre tuberías de los circuitos emisores de 20 cm. La configuración recomendada de los circuitos es en espiral, al presentar los locales una forma geométrica sencilla.

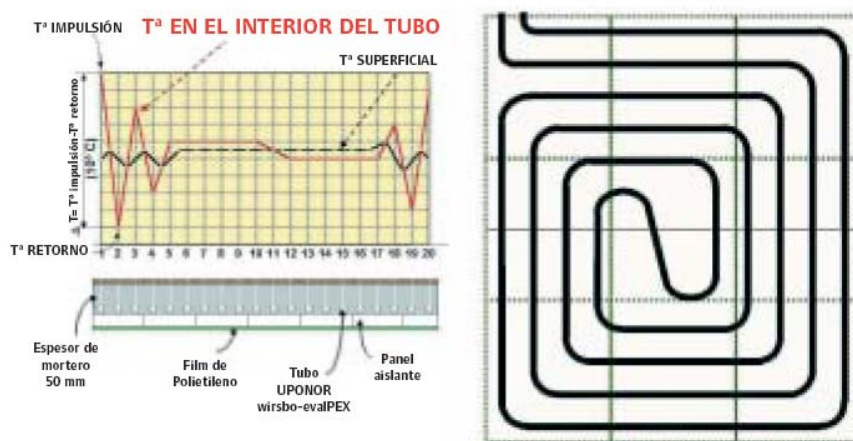


Figura 7-10. Configuración en espiral. Fuente UPONOR.

Atendiendo a los caudales necesarios de impulsión (Tabla 6-8) y a la distribución de cada local, para el local 1, instalaremos cuatro circuitos, mientras que para el local 2 bastará con dos. La longitud de cada uno de ellos se calcula a partir de la Ecuación 7-48:

$$L_{circ} = \frac{S_{calef}}{e_t} + 2 \cdot L_{colector}$$

Ecuación 7-48

Donde:

- $L_{circ}$  : Longitud del circuito de suelo radiante ( $m$ ).
- $S_{calef}$  : Superficie que se pretende calefactor con dicho circuito ( $m^2$ ).
- $e_t$  : Distancia entre tubos ( $0.2 m$ ).
- $L_{colector}$  : Distancia media al colector distribuidor del agua caliente ( $m$ ).

Tabla 7-1. Longitud de los circuitos del suelo radiante.

	Superficie ( $m^2$ )	Circuitos por local	Longitud de cada circuito ( $m$ )
<b>Local 1</b>	92.7	4	136
<b>Local 2</b>	45.65	2	125

Como se dispone en total de seis circuitos, seleccionaremos una caja de colectores de 5 a 7 salidas que instalaremos en el cuarto de contadores del edificio situado en los pasillos de entrada de la planta baja.

Para el cálculo de la red de tuberías de conexión entre sala de calderas y los colectores distribuidores partimos del caudal total circulante, y entrando en la Figura 7-11, seleccionamos aquel diámetro de tubería que permita que la pérdida de carga lineal no supere los  $0.2 kPa/m$ . Para el caso estudiado, seleccionamos *UPONOR wirsbo-evalPEX 40x3.7* como tubería de distribución.



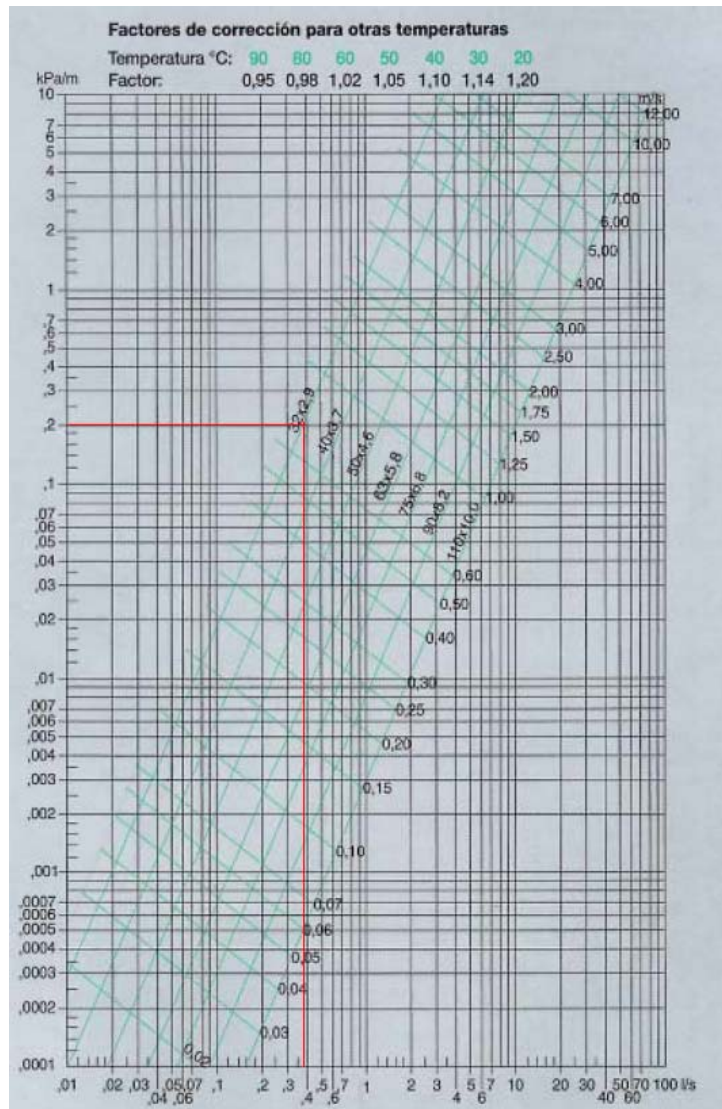


Figura 7-11. Diagrama de pérdida de carga en tuberías UPONOR wirsbo-evalPEX de distribución.

## 7.6. DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE BOMBEO

El sistema de bombeo está compuesto por todas las bombas que se encargan de mantener en circulación los fluidos del resto de los sistemas. Para poder saber qué bombas son las adecuadas en cada propósito, es necesario conocer las temperaturas de trabajo de los fluidos, los caudales transportados y las pérdidas de carga que experimentan a lo largo de los circuitos. Estas pérdidas de carga son debidas a la fricción del fluido con las paredes de las tuberías y a la oposición que sufre al encontrarse con codos, curvas, válvulas, etc. Puede calcularse a partir de la Ecuación 7-49.

$$\Delta P = \frac{1}{2} \frac{\rho_{\text{fluido}} \cdot Q^2}{S^2} \left( f \cdot \frac{L}{D_{\text{int}}} + \sum k_v \right)$$

Ecuación 7-49



Donde:

- $\rho_{\text{fluido}}$ : Densidad del fluido circulante.
- $Q$ : Caudal del fluido circulante.
- $S$ : Sección transversal de la tubería.
- $f$ : Factor de fricción de las tuberías.
- $L$ : Longitud del circuito.
- $D_{\text{int}}$ : Diámetro interno de las tuberías.
- $\sum k_v$ : Sumatorio de los coeficientes de pérdidas secundarias.

El factor de fricción  $f$ , lo calcularemos con la ayuda del diagrama de *Moody* (Anexo I) entrando con el número de *Reynolds* y la rugosidad relativa, donde para el cobre la rugosidad será de  $0.0015 \text{ mm}$ .

### 7.6.1. CIRCUITO PRIMARIO

Para la selección de la bomba del circuito primario debemos calcular las pérdidas de carga sufridas por el fluido caloportador en los colectores, en los tramos de tuberías y en el intercambiador de calor (lado caliente).

#### 7.6.1.1. Pérdida de carga en colectores

Los colectores seleccionados están formados por un haz de 10 tubos de cobre en paralelo unidos a las tuberías colectoras superior e inferior. Por tanto, al estar tanto los tubos, como los colectores y las baterías de éstos en paralelo, la pérdida de carga total será la producida en uno de los tubos.

Tabla 7-2. Pérdida de carga en los colectores.

	Longitud (m)	Reynolds	f	$\Delta P$ (Pa)
Colector	2	625	0.102	32

#### 7.6.1.2. Pérdida de carga en tuberías

Las tuberías del circuito primario también son de cobre, con diámetro interno de  $23 \text{ mm}$  y una longitud aproximada total de  $35 \text{ m}$ . En este caso tendremos en cuenta las pérdidas de carga secundarias debidas a singularidades en el circuito, como son codos, válvulas, tramos con T, etc. Para el circuito primario las estimamos en un valor total de  $K = 10$ .

Tabla 7-3. Pérdida de carga en tuberías.

	Longitud (m)	Reynolds	f	$\Delta P$ (Pa)
Tuberías	35	26000	0.025	12.8

### 7.6.1.3. Pérdida de carga en el intercambiador

Para los intercambiadores de calor de placas como el que se utiliza en este proyecto, la pérdida de carga se calcula a partir de la siguiente ecuación.

$$\Delta P = 4 \cdot f \cdot \frac{L}{l_c} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}$$

**Ecuación 7-50**

Donde  $L$  es la altura útil de las placas y  $l_c$  la longitud característica (datos del apartado 7.1.2.). El factor de fricción  $f$  puede calcularse a partir de tablas o bien a partir de la ecuación de *Shah y Focke* en función del *Reynolds*:

$$f = C \cdot Re^m$$

**Ecuación 7-51**

**Tabla 7-4. Pérdida de carga en el intercambiador de calor.**

	Reynolds	C	m	$\Delta P$ (Pa)
Intercambiador	345	1.141	-0.2	550

Por tanto sumando las tres contribuciones, la pérdida de carga total en el circuito primario asciende:

$$\Delta P_{prim} = 13.4 \text{ kPa}$$

**Ecuación 7-52**

La mayoría de fabricantes de bombas dan las propiedades de sus productos en forma de gráficas que relacionan la altura de bombeo en metros y el caudal en  $m^3/h$ . Es por este motivo que conviene pasar la pérdida de carga calcula y el gasto másico que circula por las tuberías a estas unidades.

$$H_{B1} = \frac{\Delta P_{prim}}{\rho_1 \cdot g} = 1.4 \text{ m}$$

**Ecuación 7-53**

$$Q_{B1} = \frac{\dot{m}_1}{\rho_1} = 1.08 \text{ m}^3 / \text{h}$$

**Ecuación 7-54**

A partir de estos datos se selecciona la bomba *Star -RS 25/2* del fabricante *WILO*. En el Anexo II puede verse la curva de trabajo de la bomba.

### 7.6.2. CIRCUITO SECUNDARIO

Para el circuito secundario, debido a la proximidad del intercambiador de calor con el tanque de almacenamiento general (aproximadamente 5 m de longitud de tubería), las pérdidas de carga serán mucho menores. El diámetro interno de estas tuberías será también de 23 mm. Se procede del mismo modo que para el circuito primario, estimando en este caso el valor total de *K* en 3.5.

En total, sumando las que aportan las tuberías y el intercambiador de calor por el lado frío, la pérdida de carga en el circuito secundario asciende a:

$$\Delta P_{sec} = 2.8 \text{ kPa}$$

**Ecuación 7-55**

Por tanto para seleccionar la bomba adecuada tenemos:

$$H_{B2} = \frac{\Delta P_{sec}}{\rho_2 \cdot g} = 0.3 \text{ m}$$

**Ecuación 7-56**

$$Q_{B2} = \frac{\dot{m}_2}{\rho_2} = 1.08 \text{ m}^3 / \text{h}$$

**Ecuación 7-57**

En este caso el modelo seleccionado para la bomba será la *Alpha2 25/60 N180* del fabricante *GRUNDFOS*. En el Anexo II puede verse la curva de trabajo de la bomba.

### 7.6.3. CIRCUITO TERCIARIO

Para el circuito terciario, el cual que va desde el tanque de almacenamiento general hasta el intercambiador secundario de ACS, debido a que el caudal que circula por él es menor, seleccionaremos tuberías de cobre de diámetro exterior normalizado 16 mm con 1 mm de espesor de pared. La longitud total de este circuito la estimamos en 3 m. El valor total de  $K$  para las pérdidas secundarias lo estimamos en 3.

Sumando las que aportan las tuberías y el intercambiador de calor secundario por el lado caliente, la pérdida de carga en el circuito terciario asciende a 1.5 kPa.

Para la selección de la bomba tenemos que:

$$H_{B2} = \frac{\Delta P_{terc}}{\rho_2 \cdot g} = 0.153 \text{ m}$$

**Ecuación 7-58**

$$Q_{B2} = \frac{\dot{m}_4}{\rho_2} = 0.25 \text{ m}^3 / \text{h}$$

**Ecuación 7-59**

Por tanto con estos datos, para el circuito terciario seleccionamos nuevamente la bomba *GRUNDFOS Alpha2 25/60 N180*.

Necesitamos también otra bomba para impulsar el agua que va desde el lado frío del intercambiador de calor secundario hasta el tanque de ACS. Este circuito es de similares características que el anterior ya que circula el mismo caudal, por lo que seleccionamos también tubería de cobre de 14 mm de diámetro interior. La pérdida de carga para este circuito, sumando las de las tuberías y las del intercambiador de calor por el lado frío ascienden a 1.2 kPa, por tanto seleccionamos una bomba *GRUNDFOS Alpha2 25/60 N180* como la del caso anterior.

### 7.6.4. CIRCUITO ESTACIONAL

La bomba que colocaremos para este circuito deberá impulsar el fluido que se dirige a las aplicaciones estacionales. En un principio parece lógico emplear una única bomba para ambas aplicaciones ya que no trabajarán simultáneamente, sin embargo, debido a las diferentes condiciones de trabajo de temperatura y caudal de cada circuito, emplearemos una bomba para cada aplicación ya que el punto óptimo de funcionamiento difiere considerablemente.

Para la máquina de absorción, la pérdida de carga en el circuito de agua caliente en el generador la fija el fabricante en  $77 \text{ kPa}$  para un caudal de diseño de  $4.32 \text{ m}^3/\text{h}$ . Por tanto para esas condiciones tenemos que:

$$H_{B\_Refri} = \frac{\Delta P_{abs}}{\rho_2 \cdot g} = 7.85 \text{ m}$$

**Ecuación 7-60**

Seleccionamos la bomba *WILO Top-S 30/10*.

Para la instalación de suelo radiante, sumando las pérdidas de carga en los circuitos, caja de colectores y tuberías de distribución, no llegamos a  $40 \text{ kPa}$  para un caudal de  $1.44 \text{ m}^3/\text{h}$ . La altura de impulsión necesaria será:

$$H_{B\_Calef} = \frac{\Delta P_{s.rad}}{\rho_2 \cdot g} = 4.1 \text{ m}$$

**Ecuación 7-61**

Con estos datos, la bomba seleccionada es la *WILO Star-RS 25/6*.

Necesitamos también otra bomba en el circuito de refrigeración de la máquina de absorción que lleva el agua caliente hasta la torre de enfriamiento. Las pérdidas de carga que da el fabricante para este circuito son de  $38.3 \text{ kPa}$  para un caudal de  $9.18 \text{ m}^3/\text{h}$ . A esta pérdida de carga le debemos sumar la producida en las tuberías para transportar dicho caudal. Seleccionamos para ello tuberías de cobre de  $42 \text{ mm}$  de diámetro exterior normalizado y  $1.2 \text{ mm}$  de espesor, siendo la longitud total 30 metros. Resolviendo la Ecuación 7-49, la pérdida total que debe vencer la bomba asciende a  $55 \text{ kPa}$ .

Con estos datos seleccionamos la bomba *WILO VeroLine IPL 40/90 0.37/2*.

En el Anexo II puede verse las curvas de trabajo de las tres bombas seleccionadas para el circuito estacional.

### 7.6.5. CIRCUITO CONSUMO DE ACS

En el cálculo del tanque de ACS, el caudal máximo horario punta obtenido era de  $357.5 \text{ l/h}$ . Supondremos para las tuberías de distribución de cobre una longitud total de 150 metros con diámetro interior de  $14 \text{ mm}$ . La altura de impulsión necesaria la estimamos en 20 metros.

Con estos datos, seleccionamos la bomba *WILO Economy MHIL 302 EM*. En el Anexo II puede verse la curva de trabajo de la bomba.

## 7.7. DIMENSIONAMIENTO DE LOS VASOS DE EXPANSIÓN

El vaso de expansión es el dispositivo primario para el control de la presión del sistema. El exceso de volumen de agua resultante del incremento de la temperatura se acumula en los vasos en los períodos de máxima temperatura de operación y retorna al sistema cuando ésta se reduce.

El vaso de expansión debe diseñarse para que sea capaz de acumular la variación de volumen de agua en las condiciones citadas, sin que la presión sobre el sistema exceda la de diseño, a la par de asegurar la mínima para las condiciones en frío o no funcionamiento.

Como se comentó en el Capítulo 5, para este proyecto emplearemos vasos de expansión cerrado de tipo de membrana. Para el dimensionado de los mismos se utilizarán las ecuaciones propuestas por *Coad W.J. 1980b. Expansion Tanks. Heating/Piping/Air Conditioning, recomendadas por el ASHRAE*, [2].

$$V_t = V_c \cdot \frac{\left[ \left( \frac{v_2}{v_1} \right) - 1 \right] - 3\alpha\Delta T}{1 - \frac{P_2}{P_1}}$$

**Ecuación 7-62**

Donde:

- $V$ : Volumen del circuito.
- $v$ : Volumen específico.
- $P$ : Presión.
- $\alpha$ : Coeficiente lineal de expansión térmica. En este caso cobre ( $\alpha = 17.1 \cdot 10^{-6} \text{ m/mK}$ ).
- $\Delta T$ : Diferencia de temperaturas.

Las variables con subíndice 1 denotan las propiedades a la temperatura baja y las del subíndice 2 a la temperatura alta.

### 7.7.1. CIRCUITO PRIMARIO

En primer lugar es necesario conocer cuánto volumen de agua, en este caso agua-propilenglicol, hay contenido en el circuito. Para ello se calcula el volumen de todas las tuberías, el volumen de fluido que cabe en los colectores y el volumen del intercambiador de calor. En este caso dicho volumen asciende a 25 litros.

Como temperatura mínima, nos iremos al caso extremo y supondremos que es la mínima que se alcanza en Zaragoza ( $-11^\circ\text{C}$ ). La temperatura máxima se alcanza en el mes de

Mayo, ya que en este mes se dedicará toda la energía a la producción de ACS, sin embargo tomaremos la temperatura de estancamiento ( $\approx 120^{\circ}\text{C}$ ) por si en algún momento se produjera la parada de la instalación.

Los volúmenes específicos se calculan a partir de la densidad de la disolución a las temperaturas mencionadas. En cuanto a las presiones, tomaremos como presión mínima la atmosférica, y como máxima, aquella que puedan soportar como máximo los colectores, aproximadamente 6 bares.

Como medida de seguridad aplicaremos un factor de 1.5. El resultado obtenido para el circuito primario es:

$$V_{t1} = 3.9 \text{ l}$$

**Ecuación 7-63**

Seleccionamos un vaso de expansión de 5 litros comercializado por *SALVADOR ESCODA*, de membrana fija y referencia 5 SMF.

### 7.7.2. CIRCUITO SECUNDARIO

El volumen que se utilizará para el cálculo de este vaso es el del fluido contenido en las tuberías del secundario, en la zona fría del intercambiador de calor y en el tanque de almacenamiento general. De éste último sólo consideraremos la mitad, ya que pertenece tanto al circuito secundario como al terciario. El volumen total a considerar lo podemos aproximar a 2000 litros.

Las temperaturas máxima y mínima serán distintas. La mínima ya no será la mínima histórica, ya que este circuito se encuentra en un recinto cerrado; tomaremos unos grados menos a la temperatura considerada para la sala de máquinas. La temperatura máxima utilizada será menor ( $\approx 90^{\circ}\text{C}$ ), ya que este circuito no se encuentra expuesto a la radiación solar. Las presiones utilizadas si serán las mismas.

Tomando igualmente un factor de seguridad de 1.5, el vaso de expansión para el circuito secundario deberá ser de:

$$V_{t2} = 95 \text{ l}$$

**Ecuación 7-64**

Seleccionamos para este caso un vaso de expansión de 100 litros, también de la empresa *SALVADOR ESCODA*, de membrana fija y referencia CMF 100.

### 7.7.3. CIRCUITO TERCIARIO

Para el cálculo de este vaso de expansión, el volumen utilizado será el de la mitad del tanque de almacenamiento general, las tuberías que componen el suelo radiante, las tuberías que van al generador de la máquina de absorción, las tuberías que van al intercambiador secundario de ACS y el lado caliente de dicho intercambiador. El volumen total asciende a 2160 litros.

Las condiciones utilizadas serán las mismas que para el cálculo utilizado en el circuito secundario. Con ello el vaso de expansión necesario será de:

$$V_{t3} = 104 \text{ l}$$

**Ecuación 7-65**

Seleccionamos para este caso un vaso de expansión de 140 litros, también de la empresa *SALVADOR ESCODA*, de membrana fija y referencia CMF 140.

### 7.7.4. CIRCUITO DE ACS

Será necesario también un vaso de expansión en el circuito que va desde el intercambiador secundario al tanque de ACS que consiga absorber las dilataciones de este tanque. Tomaremos un volumen total para este circuito de 500 litros, igual al tanque de ACS.

Tomaremos como temperatura máxima 60°C y como mínima 5°C, coincidiendo con la mínima de entrada del agua de la red. Las presiones utilizadas no cambian.

En este caso el volumen necesario es de 13 litros. Por tanto seleccionamos un vaso de expansión de 15 litros de *SALVADOR ESCODA*, de membrana fija y referencia 15 AMR.

Para el circuito de consumo de ACS no se instalará ningún vaso de expansión, ya que se trata de un circuito abierto y no sufrirá sobrepresiones.



## 7.8. DIMENSIONAMIENTO DEL AEROTERMO

Como ya se ha comentado anteriormente, es necesario la colocación de un aerotermo que se encargue de disipar calor del circuito primario con el fin de evitar sobrecalentamientos en la instalación.

Para su dimensionamiento, vamos a suponer que el dispositivo entra en funcionamiento cuando la temperatura de la mezcla agua-propilenglicol en el primario es de  $100^{\circ}\text{C}$ , consiguiendo a su paso enfriarla a  $80^{\circ}\text{C}$ . Por tanto la potencia necesaria de intercambio será:

$$Q_{\text{aerotermo}} = \dot{m}_1 \cdot C_{p1} \cdot (100^{\circ}\text{C} - 80^{\circ}\text{C}) = 22.8 \text{ kW}$$

Ecuación 7-66

Para seleccionar el aerotermo de seguridad que necesitamos en el primario, vamos a acudir al catálogo de *SALVADOR ESCODA*, que en función del área de captación nos propone la potencia y el disipador que necesitamos.

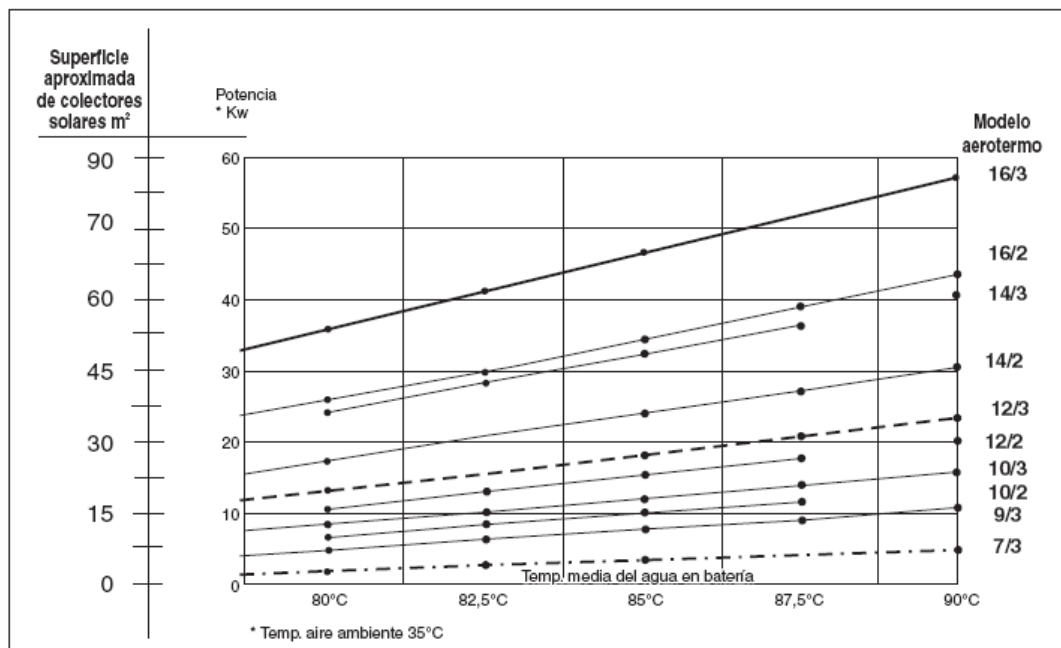


Figura 7-12. Selección del aerotermo de seguridad.

Efectivamente, para el área de captación que tenemos instalada,  $28.8 \text{ m}^2$ , la potencia a disipar es aproximadamente de  $20 \text{ kW}$ . Suponiendo una temperatura media del agua en los colectores de  $90^{\circ}\text{C}$ , el modelo a escoger es el 12/3.

## 7.9. DIMENSIONAMIENTO DE LA CALDERA AUXILIAR

Para el dimensionamiento de la caldera auxiliar y debido a que se busca un único aparato para los propósitos que debe atender, en este caso ACS y calefacción, habrá que tener en cuenta la demanda térmica máxima necesaria.

Se diseñará la caldera de modo que sea capaz de cubrir toda la demanda de ACS y calefacción, poniéndonos en el caso más extremo en el que la instalación no pueda aportar energía procedente del sol.

Para el cálculo de la demanda máxima de ACS tendremos en cuenta los cálculos realizados en el apartado 7.2.2. referidos a los picos de demanda. En nuestro caso el caudal máximo horario es de 357.5 l/h. Por tanto situándonos en el mes más desfavorable en el que la temperatura del agua de la red es de 5°C, la carga máxima de ACS es de:

$$Q_{maxACS} = \dot{m}_{acs} \cdot Cp_{agua} \cdot (60^{\circ}C - 5^{\circ}C) = 22.9 \text{ kW}$$

**Ecuación 7-67**

En cuanto a la carga máxima de calefacción, según lo calculado en el Capítulo 4, tenemos que es de 17.94 kW.

Con estos datos y suponiendo un rendimiento de la caldera del 90%, la potencia máxima que deber proporcionar asciende a 45.4 kW.

Una vez conocida la potencia de la caldera necesaria, hay que consultar el catálogo comercial de alguna empresa. En nuestro caso hemos seleccionado del catálogo comercial de *BUDERUS*, una caldera de fundición de baja temperatura con quemador atmosférico a gas natural, modelo *Logano G234 XE-50*, con una potencia nominal a plena carga de 54.9 kW.

## CAPÍTULO 8: MANTENIMIENTO

Según el CTE, para que la instalación cumpla con una fiabilidad adecuada las exigencias establecidas, se debe llevar a cabo un conjunto de actividades destinadas a conservar dicha instalación.

Para englobar todas las operaciones necesarias durante la vida de la instalación y asegurar el funcionamiento, aumentar la fiabilidad y prolongar la duración de la misma, el CTE define dos escalones complementarios de actuación:

### a) Plan de vigilancia

El plan de vigilancia se refiere básicamente a las operaciones que permiten asegurar que los valores operacionales de la instalación sean correctos. Es un plan de observación simple de los parámetros funcionales principales, para verificar el correcto funcionamiento de la instalación. En el CTE se indican en tablas el tipo de operaciones a realizar y su periodicidad. Éstas se reproducen aquí por su interés.

Tabla 8-1. Operaciones del plan de vigilancia. Fuente CTE.

Elemento de la instalación	Operación	Frecuencia (meses)	Descripción
CAPTADORES	Limpieza de cristales	A determinar	Con agua y productos adecuados
	Cristales	3	IV condensaciones en las horas centrales del día.
	Juntas	3	IV Agrietamientos y deformaciones.
	Absorbedor	3	IV Corrosión, deformación, fugas, etc.
	Conexiones	3	IV fugas.
CIRCUITO PRIMARIO	Estructura	3	IV degradación, indicios de corrosión.
	Tubería, aislamiento y sistema de llenado	6	IV Ausencia de humedad y fugas.
	Purgador manual	3	Vaciar el aire del botellín.
CIRCUITO SECUNDARIO	Termómetro	Diaria	IV temperatura
	Tubería y aislamiento	6	IV ausencia de humedad y fugas.
	Acumulador solar	3	Purgado de la acumulación de lodos de la parte inferior del depósito.

<sup>(1)</sup> IV: inspección visual

### b) Plan de mantenimiento preventivo

Se incluyen aquí las operaciones de inspección visual, verificación de actuaciones y otros, que aplicados a la instalación deben permitir mantener dentro de límites aceptables las condiciones de funcionamiento, prestaciones, protección y durabilidad de la instalación. Dado que la presente instalación consta de una superficie de captación de  $28.8 \text{ m}^2$ , es necesario llevar a cabo al menos una revisión cada seis meses. El plan de mantenimiento debe realizarse por personal técnico competente que conozca la tecnología solar térmica y las instalaciones mecánicas en general. La instalación tendrá un libro de mantenimiento en el que se reflejen todas las operaciones realizadas así como el mantenimiento correctivo. El mantenimiento ha de incluir todas las operaciones de mantenimiento y sustitución de elementos fungibles ó desgastados por el uso, necesarias para asegurar que el sistema funcione correctamente durante su vida útil.

A continuación se muestran las tablas con las operaciones que el CTE obliga a realizar para el mantenimiento de la instalación de energía solar térmica.

**Tabla 8-2. Plan de mantenimiento. Sistema de captación. Fuente CTE.**

Equipo	Frecuencia (meses)	Descripción
Captadores	6	IV diferencias sobre original. IV diferencias entre captadores.
Cristales	6	IV condensaciones y suciedad
Juntas	6	IV agrietamientos, deformaciones
Absorbedor	6	IV corrosión, deformaciones
Carcasa	6	IV deformación, oscilaciones, ventanas de respiración
Conexiones	6	IV aparición de fugas
Estructura	6	IV degradación, indicios de corrosión, y apriete de tornillos
Captadores*	12	Tapado parcial del campo de captadores
Captadores*	12	Destapado parcial del campo de captadores
Captadores*	12	Vaciado parcial del campo de captadores
Captadores*	12	Llenado parcial del campo de captadores

\* Operaciones a realizar en el caso de optar por las medidas b) o c) del apartado 2.1.

<sup>(1)</sup> IV: inspección visual

**Tabla 8-3. Plan de mantenimiento. Sistema de acumulación. Fuente CTE.**

Equipo	Frecuencia (meses)	Descripción
Depósito	12	Presencia de lodos en fondo
Ánodos sacrificio	12	Comprobación del desgaste
Ánodos de corriente impresa	12	Comprobación del buen funcionamiento
Aislamiento	12	Comprobar que no hay humedad

**Tabla 8-4. Plan de mantenimiento. Sistema de intercambio. Fuente CTE.**

Equipo	Frecuencia (meses)	Descripción
Intercambiador de placas	12	CF eficiencia y prestaciones
	12	Limpieza
Intercambiador de serpentín	12	CF eficiencia y prestaciones
	12	Limpieza

<sup>(1)</sup> CF: control de funcionamiento

**Tabla 8-5. Plan de mantenimiento. Circuito hidráulico. Fuente CTE.**

Equipo	Frecuencia (meses)	Descripción
Fluido refrigerante	12	Comprobar su densidad y pH
Estanqueidad	24	Efectuar prueba de presión
Aislamiento al exterior	6	IV degradación protección uniones y ausencia de humedad
Aislamiento al interior	12	IV uniones y ausencia de humedad
Purgador automático	12	CF y limpieza
Purgador manual	6	Vaciar el aire del botellín
Bomba	12	Estanqueidad
Vaso de expansión cerrado	6	Comprobación de la presión
Vaso de expansión abierto	6	Comprobación del nivel
Sistema de llenado	6	CF actuación
Válvula de corte	12	CF actuaciones (abrir y cerrar) para evitar agarrotamiento
Válvula de seguridad	12	CF actuación

<sup>(1)</sup> IV: inspección visual

<sup>(2)</sup> CF: control de funcionamiento

**Tabla 8-6. Plan de mantenimiento. Sistema eléctrico y de control. Fuente CTE.**

Equipo	Frecuencia (meses)	Descripción
Cuadro eléctrico	12	Comprobar que está siempre bien cerrado para que no entre polvo
Control diferencial	12	CF actuación
Termostato	12	CF actuación
Verificación del sistema de medida	12	CF actuación

<sup>(1)</sup> CF: control de funcionamiento

**Tabla 8-7. Plan de mantenimiento. Sistema de energía auxiliar. Fuente CTE.**

Equipo	Frecuencia (meses)	Descripción
Sistema auxiliar	12	CF actuación
Sondas de temperatura	12	CF actuación

<sup>(1)</sup> CF: control de funcionamiento

En el caso de que se observara cualquier anomalía en el funcionamiento de la instalación al llevar a cabo las operaciones del plan de vigilancia o el plan de mantenimiento, se deberán llevar a cabo operaciones correctivas para solucionar dichas anomalías.

Un elemento crítico de la instalación proyectada es la torre de refrigeración empleada en el sistema de refrigeración, ya que para las condiciones de trabajo de la misma, temperatura y humedad, las bacterias de la legionela encuentran un hábitat adecuado para su reproducción. Su sistema de ventilación y su ubicación en espacios abiertos favorecen la dispersión de las bacterias en el medio ambiente y la posibilidad de su inhalación por las personas.

Se ha observado que valores elevados de conductividad ( $> 1.500 \mu S/cm$ ), aerobios totales ( $> 10.000 UFC/ml$ ), dureza cálcica ( $> 180 ppm$ ), temperatura ( $> 20 ^\circ C$ ), turbidez elevada ( $> 15 UNF$ ) y una cloración deficiente (menor de  $2 ppm$ s), corresponden con unas condiciones de vida favorables para la legionela: temperaturas entre  $20$  y  $50 ^\circ C$ , presencia de nutrientes y valores bajos de desinfectantes.

Un mal mantenimiento de la torre de refrigeración implica la aparición de fenómenos de sedimentación y corrosión en las estructuras de los sistemas de circulación de fluidos favoreciendo la rápida proliferación de diferentes bacterias, entre ellas la denominada legionela.

Las condiciones de vida de la legionela pueden modificarse utilizando diversas métodos, mediante la utilización de productos que alteren o modifiquen las características del agua, tales como biodispersantes, alguicidas, reguladores del pH y anticorrosivos o desincrustantes, tipo de desinfectante utilizado (hipoclorito, otro biocida que no sea hipoclorito, la combinación de ambos o utilizando biocidas no oxidantes), el grado de cumplimiento de los programas de revisión y limpieza de los elementos internos de la torre, de la limpieza de depósitos y del programa de desinfecciones periódicas.

Para ello habrá que tener en consideración el Real Decreto 865/2003, de 4 de Julio, por el que se establecen los criterios higiénico-sanitarios para la prevención y control de la legionelosis.

## CAPÍTULO 9: ESTUDIO MEDIOAMBIENTAL

Uno de los objetivos que se persiguen con la implantación de instalaciones solares como la que aquí proyectada, es colaborar a reducir las emisiones de gases de efecto invernadero, concretamente de CO<sub>2</sub>. Al utilizar el sol como fuente de energía no sólo se consigue ésto, sino que también se evita la emisión de otros gases nocivos como son el monóxido de carbono (CO), óxidos de nitrógeno (NO<sub>x</sub>) u óxidos de azufre (SO<sub>x</sub>). Es interesante entonces comparar las emisiones de la instalación aquí diseñada con las que tendría una instalación convencional, con el fin de comprobar que la reducción de las emisiones es importante. En este capítulo se llevará a cabo esta comparación y se calcularán además los ahorros energéticos que tendrán lugar.

Concretamente se comparará la instalación detallada en este proyecto, a la que llamaremos “*Instalación base*”, con otra a la que llamaremos “*Instalación convencional*”, en la cual, la demanda de ACS y calefacción será atendida por la caldera dimensionada, y la demanda de refrigeración será atendida por una máquina de compresión mecánica tradicional.

Cómo se ha comentado al dimensionar la caldera, está utilizará como fuente de energía gas natural, mientras que una máquina de compresión mecánica es alimentada por electricidad. Por tanto es necesario conocer qué cantidad de contaminantes se genera al utilizar estas dos fuentes de energía. Para el caso de la combustión de gas natural es sencillo, pero para poder conocer qué cantidad de contaminantes se genera al consumir energía eléctrica es necesario conocer cuál es el mix tecnológico que ha habido para la generación de dicha electricidad y qué cantidad de contaminantes genera cada tecnología. Una vez conocido esto se establece una equivalencia entre kg de contaminante generado y kWh eléctrico producido.

La cobertura de la demanda eléctrica anual del 2008 según *Red Eléctrica de España* se muestra en el Gráfico 9-1.

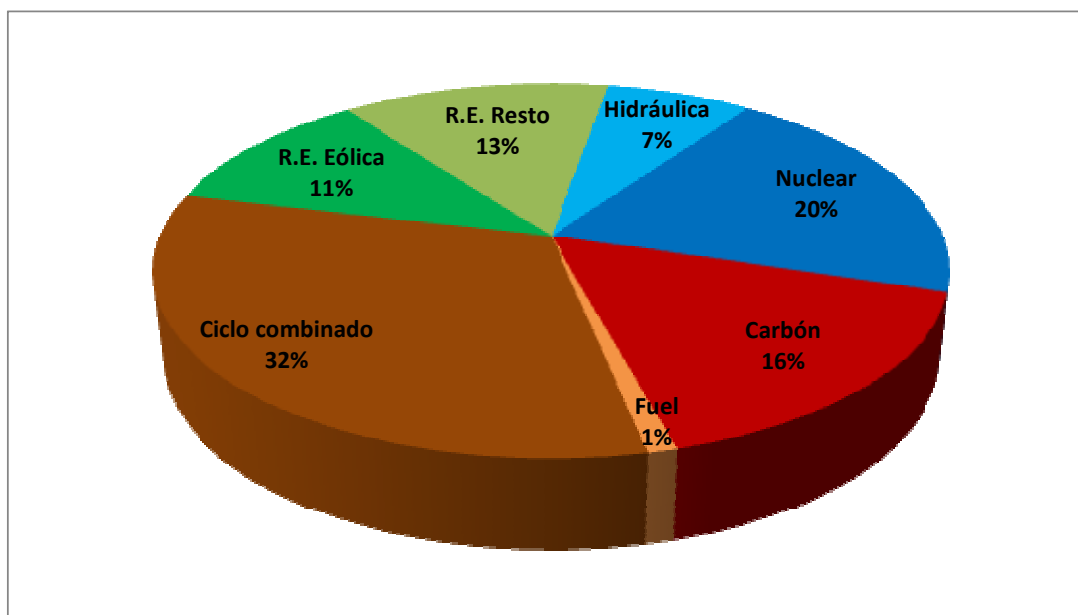


Gráfico 9-1. Cobertura de la demanda eléctrica en España, año 2008. Fuente REE.

A continuación es necesario conocer qué cantidad de contaminantes libera a la atmósfera cada *kWh* de energía procedente de cada tecnología. Vamos a considerar que las únicas centrales de generación eléctrica que emiten gases contaminantes son las de ciclo combinado, que consumen gas natural, las de carbón y las de fuel. Dentro del 13% del régimen especial se engloban con un 50% el resto de renovables (solar fotovoltaica y biomasa especialmente), que no emiten contaminantes, y con otro 50% la cogeneración, la cual supondremos que consigue una reducción de contaminantes del 30% con respecto a las tradicionales que sí contaminan.

**Tabla 9-1. Emisión de gases contaminantes según tecnología.**

<i>kg/kWh</i>	Gas natural	Carbón	Fuel
CO <sub>2</sub>	0.21	0.40	0.27
CO	$4.47 \cdot 10^{-5}$	$5.54 \cdot 10^{-4}$	$7.73 \cdot 10^{-3}$
NO <sub>x</sub>	$2.79 \cdot 10^{-6}$	$2.52 \cdot 10^{-9}$	$3.02 \cdot 10^{-3}$
SO <sub>x</sub>	0.00	$1.20 \cdot 10^{-2}$	$6.60 \cdot 10^{-4}$

Los datos expresan los *kg* de contaminantes por *kWh* de energía térmica, por lo que es necesario hacer la transformación a energía eléctrica basándonos en el rendimiento de generación de cada una de las centrales. Supondremos para las de ciclo combinado un rendimiento del 50% y para las de carbón y fuel un 30%.

**Tabla 9-2. Emisión de gases contaminantes según tecnología y central de producción.**

<i>kg/kWh</i>	Gas natural	Carbón	Fuel
CO <sub>2</sub>	0.42	1.33	0.90
CO	$8.94 \cdot 10^{-5}$	$1.84 \cdot 10^{-3}$	$2.57 \cdot 10^{-2}$
NO <sub>x</sub>	$5.58 \cdot 10^{-6}$	$8.40 \cdot 10^{-9}$	$1 \cdot 10^{-2}$
SO <sub>x</sub>	0.00	$4.00 \cdot 10^{-2}$	$2.2 \cdot 10^{-3}$

A partir de estos valores se está en disposición de calcular un valor medio equivalente de la cantidad de contaminantes generados por cada *kWh* eléctrico consumido.

**Tabla 9-3. Promedio de contaminantes emitidos en la generación eléctrica.**

Contaminantes	<i>Kg/kWhe</i>
CO <sub>2</sub>	0.372
CO	$6.06 \cdot 10^{-4}$
NO <sub>x</sub>	$1.06 \cdot 10^{-4}$
SO <sub>x</sub>	$6.71 \cdot 10^{-3}$

Una vez conocidas las emisiones de gases contaminantes asociadas al consumo de electricidad y a la combustión de gas natural, es momento de calcular la energía consumida por nuestra instalación y las emisiones provocadas.

Para la *Instalación base*, aquella energía necesaria para ACS y calefacción que no sea aportada por los paneles solares, debe ser suministrada por medio de la caldera diseñada. Sin embargo para refrigeración, como ya dijimos en el Capítulo 5, la demanda que no pueda ser atendida por la instalación la suplirá una máquina de compresión mecánica tradicional. Por tanto vamos a tener dos tipos de energía consumida, por un lado la energía térmica que consumirá la caldera, y por otro lado, la energía eléctrica que consumirá la máquina de compresión mecánica y las bombas de la instalación.

Para hacer el cálculo de la energía demandada en climatización, supondremos que los locales están ocupados de lunes a viernes un total de 10 horas, y los sábados un total de 6 horas.

Tabla 9-4. Energía térmica demandada y aportada por la instalación solar.

	Energía demandada ACS (kWh)	Energía aportada ACS (kWh)	Energía demandada Calefacción (kWh)	Energía aportada Calefacción (kWh)	Energía demandada Refrigeración (kWh)	Energía aportada Refrigeración (kWh)
<b>Enero</b>	1133.6	555.5	3613.6	975.7	-	-
<b>Febrero</b>	978.1	489	3520.9	1478.8	-	-
<b>Marzo</b>	994.5	507.2	3347.7	1673.9	-	-
<b>Abril</b>	979.3	460.3	2879.2	1266.8	-	-
<b>Mayo</b>	946.2	946.2	-	-	-	-
<b>Junio</b>	871.1	792.7	-	-	2837.7	851.3
<b>Julio</b>	785.4	746.2	-	-	3384.3	1082.9
<b>Agosto</b>	704.1	697.1	-	-	3189.1	1052.4
<b>Septiembre</b>	810.1	745.2	-	-	2686.4	859.6
<b>Octubre</b>	872.7	872.7	-	-	-	-
<b>Noviembre</b>	953.1	428.9	2986.6	955.7	-	-
<b>Diciembre</b>	1097.8	527	3484.3	766.5	-	-
<b>Total</b>	<b>11126</b>	<b>7768</b>	<b>19832.3</b>	<b>7117.4</b>	<b>12097.5</b>	<b>3846.2</b>

Para determinar el consumo eléctrico de las bombas de la instalación, supondremos un funcionamiento de 9 horas al día para las aplicaciones de ACS, y para climatización el funcionamiento mencionado más arriba.

Tabla 9-5. Energía eléctrica demandada por las bombas de la instalación solar.

	H (m)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Consumo (kWh/año)
<b>B<sub>1</sub></b>	1.26	1.08	124
<b>B<sub>2</sub></b>	0.6	1.08	23
<b>B<sub>3</sub></b>	0.153	0.25	17
<b>B<sub>3</sub>'</b>	0.122	0.25	15
<b>B<sub>4</sub> Ref</b>	7.85	4.32	285
<b>B<sub>4</sub> Calef</b>	4.1	1.44	105
<b>B<sub>4</sub> Torre</b>	5.6	9.18	329
<b>B<sub>ACS</sub></b>	21	0.36	703



Ahora ya podemos calcular las emisiones de gases contaminantes teniendo en cuenta tanto el rendimiento de la caldera ( $\eta_q \approx 90\%$ ) como el coeficiente de eficiencia energética de la máquina de compresión mecánica ( $CEE \approx 3$ ).

Tabla 9-6. Consumo y emisión de contaminantes de la *Instalación base*.

	<i>kWh</i>	<i>kg CO<sub>2</sub></i>	<i>kg CO</i>	<i>kg NO<sub>x</sub></i>	<i>kg SO<sub>x</sub></i>
<i>Q<sub>term</sub></i>	17858.8	3750.35	0.798	0.048	0.00
<i>W<sub>elec</sub></i>	4351.3	1620.46	2.64	0.46	29.22
<b>Total</b>	<b>22210.1</b>	<b>5370.80</b>	<b>3.437</b>	<b>0.513</b>	<b>29.216</b>

Para el hacer el cálculo del consumo y de las emisiones de gases contaminantes que tendría la *Instalación convencional*, necesitaríamos una máquina de compresión mecánica con una capacidad frigorífica que cubra la demanda de refrigeración requerida.

Tabla 9-7. Consumo y emisión de contaminantes de la *Instalación convencional*.

	<i>kWh</i>	<i>kg CO<sub>2</sub></i>	<i>kg CO</i>	<i>kg NO<sub>x</sub></i>	<i>kg SO<sub>x</sub></i>
<i>Q<sub>term</sub></i>	34398.1	7223.60	1.54	0.096	0.00
<i>W<sub>elec</sub></i>	4840.5	1802.64	2.94	0.52	32.50
<b>Total</b>	<b>39238.6</b>	<b>9022.2</b>	<b>4.473</b>	<b>0.611</b>	<b>32.50</b>

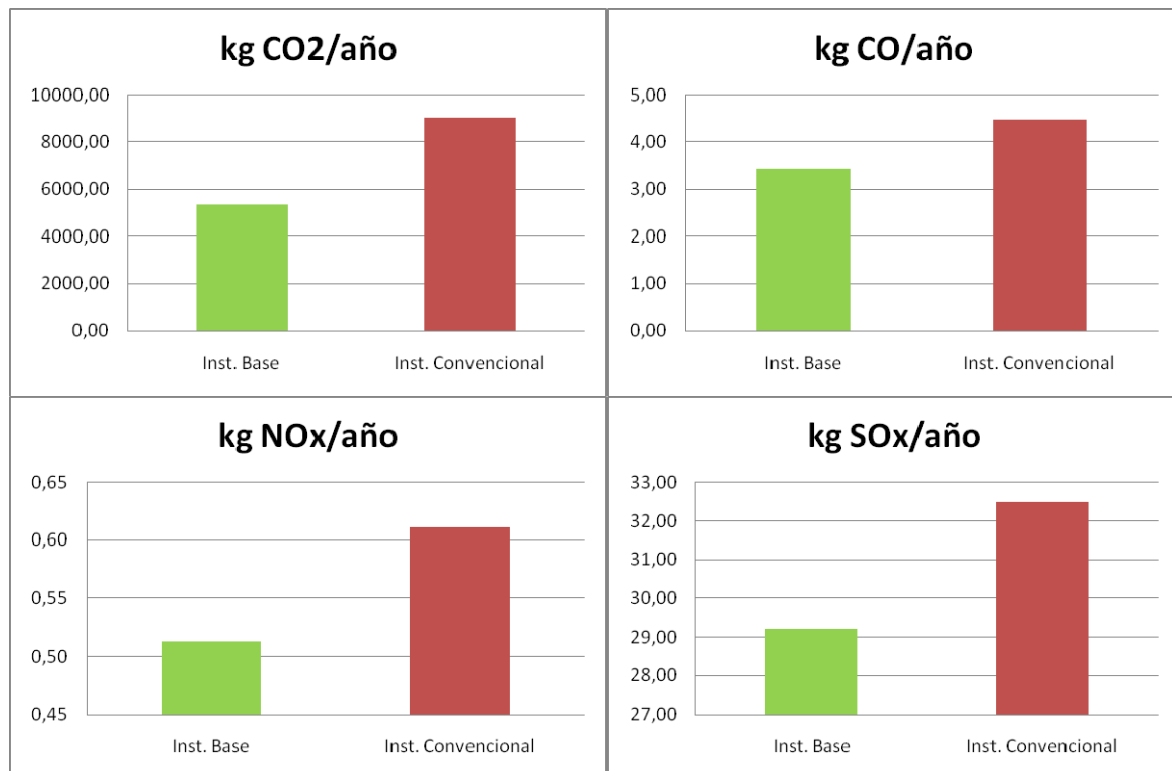


Gráfico 9-2. Comparativa de generación de contaminantes para las dos instalaciones.

Se puede observar que la instalación que proyectamos logra una importante reducción de las emisiones de CO<sub>2</sub> frente a una instalación convencional. Concretamente 3655 kg de CO<sub>2</sub> al año, lo que supone una reducción del 40.5%. Si estimamos una vida útil de la instalación de 25 años, conseguiríamos evitar la emisión de 91375 kg de CO<sub>2</sub> a la atmósfera.

Con respecto a las emisiones evitadas de CO, NO<sub>x</sub> y SO<sub>x</sub>, la reducción lograda frente a una instalación convencional es del 23%, 16% y 10%, respectivamente. Esta reducción lograda es menor que la del CO<sub>2</sub> debido a que el descenso del consumo eléctrico no es tan notable como el del consumo de gas natural.

A pesar de que en el último año España ha cambiado la tendencia en las emisiones de gases de efecto invernadero (GEI), CO<sub>2</sub> principalmente, nos encontramos aún lejos de los compromisos adquiridos en el *Protocolo de Kioto* de no incrementar las emisiones de éstos para el periodo 2008-2012 por encima el 15% respecto a 1990, por tanto, con la instalación que proponemos estamos ayudando a pequeña escala al cumplimiento dicho compromiso continuando con la actual tendencia negativa.

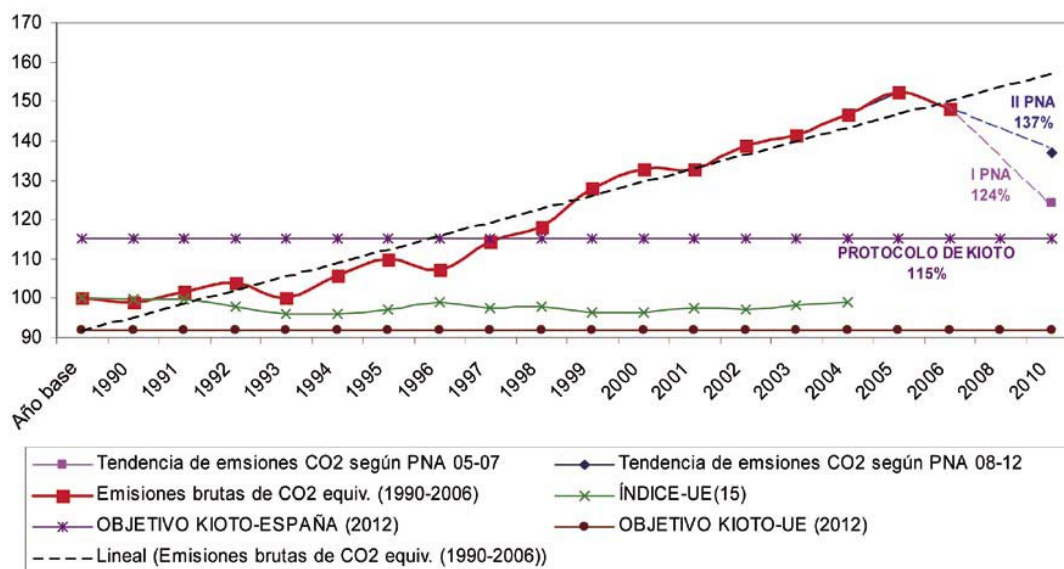


Gráfico 9-3. Evolución y tendencias de las emisiones de GEI en España y la UE. Fuente CC.OO.

En relación al consumo energético, con la entrada en vigor del CTE se estimaba que se podía reducir hasta en un 40% el consumo energético de los edificios con respecto a los consumos resultantes de los criterios constructivos tradicionales. En nuestro caso, la reducción lograda con la instalación proyectada es del 43.4%, por lo que estamos en línea con lo esperado.

## CAPÍTULO 10: ESTUDIO ECONÓMICO

Llegados a este punto, es necesario realizar un estudio económico de la instalación solar que hemos diseñado. Por un lado se calculará el coste de la inversión necesaria y más tarde se descontará el ahorro producido por el menor consumo de combustible y por las subvenciones vigentes para el fomento de este tipo de instalaciones.

Tabla 10-1. Presupuesto de la instalación.

Concepto	Cantidad	Precio unitario (€/ud)	Importe (€)
<b>Sistema de captación</b>			
<b>Colectores T25S Termicol</b>	12	665	7890
<b>Estructura soporte</b> para 5 colectores verticales en terraza plana	2	590	1180
<b>Propilenglicol</b> al 40% bidón de 20 l	1	75.58	75.58
<b>Intercambiador de calor</b> de placas M3FG marca Alfa Laval de 31 placas	1	1266	1266
		<b>Subtotal</b>	<b>10411.58</b>
<b>Sistema de almacenamiento</b>			
<b>Acumulador solar 4000 l</b> Ibersolar	1	4961.53	4961.53
<b>Acumulador solar 500 l</b> Ibersolar	1	1169.74	1169.74
		<b>Subtotal</b>	<b>6131.3</b>
<b>Sistema de refrigeración</b>			
<b>Máquina de absorción</b> Yazaki WFC SC-05	1	24831	24831
<b>Torre de refrigeración</b> Teva Decsa TMR-04	1	2800	2800
<b>Fancoil VTS-50</b>	2	453.13	906.26
<b>Fancoil VTS-60</b>	1	503.62	503.62
		<b>Subtotal</b>	<b>29040.88</b>
<b>Sistema de calefacción</b>			
<b>Tubería</b> Wirsbo-evalPEX 20x1.9 (120 m)	7	240	1680
<b>Tubería</b> Wirsbo-evalPEX 20x1.9 (15 m)	1	126.3	126.3
<b>Caja colectores</b> (2-4 salidas)	1	126.5	126.5



<b>Zócalo perimetral (25 m)</b>	4	26.5	106
<b>Panel portatubos (15 m<sup>2</sup>)</b>	10	18.96	189.6
		<b>Subtotal</b>	<b>2228.4</b>
<b>Sistema de bombeo</b>			
<b>Bomba Wilo Star-RS 25/2</b>	1	145	145
<b>Bomba Grundfos Alpha2 25/60 N180</b>	3	605.8	1817.4
<b>Bomba WILO Top-S 30/10</b>	1	479	479
<b>Bomba WILO Star-RS 25/6</b>	1	173	173
<b>Bomba WILO VeroLine IPL 40/90 0.37/2</b>	1	792	792
<b>Bomba WILO Economy MHIL 302 EM</b>	1	258	258
		<b>Subtotal</b>	<b>3664.4</b>
<b>Vasos de expansión</b>			
<b>Vaso de expansión de 5 l, 5 SMF</b>	1	22	22
<b>Vaso de expansión de 100 l, CMF 100</b>	1	175.45	175.45
<b>Vaso de expansión de 140 l, CMF 140</b>	1	217.17	217.17
<b>Vaso de expansión de 15 l, 15 AMR</b>	1	50.22	50.22
		<b>Subtotal</b>	<b>464.84</b>
<b>Resto de elementos</b>			
<b>Intercambiador de calor de placas M3FG marca Alfa Laval de 7 placas</b>	1	650	650
<b>Caldera Buderus Logano G234 XE-50</b>	1	2575.52	2575.52
<b>Aerotermo Escoclima A12/3M</b>	1	979	979
<b>Regulador Resol DeltaSol E</b>	1	419	419
<b>Electroválvula de 3 vías</b>	8	89	712
<b>Tubería de cobre 16 mm diámetro</b>	3	6.55	19.65
<b>Tubería de cobre 25 mm diámetro</b>	50	10.9	545
<b>Tubería de cobre 42 mm diámetro</b>	30	16.18	485.4
<b>Aislante Armaflex IT 40 mm espesor</b>	35	2.5	87.5
<b>Purgador Stiebel-Eltron</b>	4	40	160
		<b>Subtotal</b>	<b>6633.07</b>
		<b>SUBTOTAL</b>	<b>58574.44</b>

Otros		
Ingeniería y Montaje (10% del Subtotal)		5857.44
IVA (16% del Subtotal)		9371.91
<b>TOTAL</b>		<b>73803.79</b>

El Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE) con el acuerdo del Gobierno de Aragón ofrece ayudas económicas para instalaciones que utilicen las energías renovables dentro del ámbito territorial de Aragón. Dentro de estas instalaciones se encuentran las de energía solar térmica como la diseñada en este proyecto.

La Orden de 12 de diciembre de 2008, del Departamento de Industria, Comercio y Turismo del Gobierno de Aragón, aprueba las bases reguladoras y convoca para el ejercicio 2008/09, subvenciones para el uso eficiente de la energía y aprovechamiento de energías renovables, entre las que se incluye las instalaciones para la producción de ACS, calefacción y refrigeración con energía solar térmica.

Formarán parte de las partidas elegibles, el coste de los equipos e instalaciones que forman parte del equipo, es decir captadores solares térmicos, acumuladores, intercambiadores de calor, bombas de circulación, tuberías, válvulas y conexiones, vasos de expansión, aislamientos, sistema eléctrico y de control, equipos de medida y demás equipos secundarios, así como el montaje y conexionado del conjunto, obra civil asociada, diseño de ingeniería de la instalación, dirección de obra, puesta en marcha, documentación técnica, manuales de uso y operación y tramitaciones de permisos y ayudas.

La subvención máxima que se ofrece es de  $710.5 \text{ €/m}^2$  por tratarse ésta de una instalación con más de  $20 \text{ m}^2$  de superficie colectora, hasta un máximo del 37% del coste de la inversión.

Para la instalación aquí tratada el coste subvencionable alcanza los 64431.88 €. Aplicando el 37% a dicha inversión inicial, la subvención máxima sería de 23839.79 €.

**Tabla 10-2. Subvención obtenida e inversión final.**

<b>Cuantía total subvencionable por el Gobierno de Aragón y el IDAE (€)</b>	64431.88
<b>Cuantía de la subvención (€)</b>	23839.79
<b>Inversión definitiva (€)</b>	<b>49964</b>

Una vez conocida la inversión definitiva es necesario hacer un estudio sobre la viabilidad económica de la instalación. Con él se pretende analizar si es posible recuperar la inversión realizada gracias al ahorro de combustible logrado, antes de que acabe la vida útil del proyecto. Primero es ineludible hacer un cálculo del combustible ahorrado por la instalación en comparación con una instalación convencional. Después se verá si el ahorro logrado amortiza la inversión de capital a lo largo de la vida útil de la instalación.

A partir de la Ecuación 10-1, calcularemos el Valor Actual Neto (*VAN*) para cada año en el que funcione la instalación.

$$VAN_n = -I_0 + \sum_{i=1}^n \frac{CF_i}{(1+k)^i}$$

**Ecuación 10-1**

Donde:

- $I_0$ : Inversión inicial.
- $CF_i$ : Flujo de caja de cada año  $i$ .
- $k$ : Tasa de descuento.

Para los flujos de caja de cada año, los costes vendrán dados por el mantenimiento periódico que necesita la instalación. Dicho mantenimiento lo estimaremos anualmente en un 1% del coste inicial presupuestado; si bien en los primeros años será menor, por el envejecimiento de los componentes variará cada año y acabará siendo mayor. Los ingresos vienen representados por el ahorro de combustible, tanto de gas natural como eléctrico. La tasa de descuento escogida es del 3.5%, correspondiendo con el rendimiento del capital que se puede obtener hoy en día en un fondo de inversión de rentabilidad asegurada.

La tarifa de último recurso vigente de gas natural es la que se muestra en la Tabla 10-3 publicada en el BOE nº 315 del 31 de diciembre de 2008.

**Tabla 10-3. Tarifa de último recurso de gas natural. Fuente CNE.**

Nivel de consumo de referencia		Término fijo Tfi €/cliente/mes	Término variable Tvi cent/kWh
T.1	Consumo inferior o igual 5.000 kWh/año	2,46	5,684901
T.2	Consumo superior a 5.000 kWh/año e inferior o igual a 50.000 kWh/año	5,52	4,961824
T.3	Consumo superior a 50.000 kWh/año e inferior o igual a 100.000 kWh/año	43,94	4,181407
T.4	Consumo superior a 100.000 kWh/año	65,51	3,920614

De la Tabla 9-6, sabemos que la instalación propuesta consume a la largo de un año 17858.8 kWh, por lo que se enmarca dentro de la tarifa T.2.

La tarifa eléctrica de último recurso vigente se muestra en la Tabla 10-4 publicada en el BOE nº 315 del 31 de diciembre de 2008.

**Tabla 10-4. Tarifa eléctrica de último recurso. Fuente CNE.**

Tarifas y escalones de tensión Baja tensión	Término de potencia Tp: €/kW mes	Término de energía Te: €/kWh
Tarifa Social, Potencia < 3 kW	0,000000	0,112480
1.0 General, Potencia ≤ 1 kW (1)	0,402318	0,089365
2.0.1 General, 1 kW < Potencia ≤ 2,5 kW (1) y (2)	1,642355	0,112480
2.0.2 General, 2,5 kW < Potencia ≤ 5 kW (1) y (2)	1,642355	0,112480
2.0.3 General, 5 kW < Potencia ≤ 10 kW (1) y (2)	1,642355	0,112480
3.0.1 General, 10 kW < Potencia ≤ 15 kW (1) y (2)	1,770000	0,113400

Atendiendo a las necesidades del edificio nos acogeremos a la tarifa 3.0.1 con una potencia contratada de 15 kW.

En cuanto al ahorro conseguido, podemos verlo en la Tabla 10-5, consiguiendo para el año 0 de referencia un ahorro total de 1462.72 €.

**Tabla 10-5. Ahorros logrados frente a una instalación convencional.**

	Energía (kWh)	Euros
<b>Gas natural</b>	16539.3	1028.79
<b>Electricidad</b>	489.2	433.93

Este ahorro de combustible se ve modificado año a año por el aumento de las tarifas. Para los términos fijos estimaremos una subida acorde a la inflación, la cual estimamos en 3.2% anual; para los términos variables, debido al déficit tarifario existente, estimamos una subida del 7% anual. Estas variables son futuras y dependen de innumerables parámetros, por lo que es difícil predecir con exactitud el comportamiento real de las mismas.

Aplicando lo anterior, el ahorro monetario obtenido por el menor consumo de energía durante la vida útil de la instalación, estimada en 25 años, es de 86013 €.

Sin embargo, en el Gráfico 10-1 se puede observar el VAN del proyecto a lo largo del horizonte temporal. Se aprecia que al final de la vida útil de la instalación, el VAN sigue siendo negativo, concretamente -16693.5 €, por lo que no conseguimos rentabilizar económicamente la instalación. El período de retorno de la inversión se consigue a los 32 años, fecha para la cual la instalación ya ha debido de ser renovada.

La razón radica en que para este tipo de instalaciones, el sobrecoste producido al atender demandas de climatización es muy elevado para el aporte solar logrado, lo que conlleva realizar una gran inversión en equipos que no están lo suficientemente desarrollados y extendidos comercialmente. Además de que las ayudas de la administración están orientadas principalmente al abastecimiento de ACS.

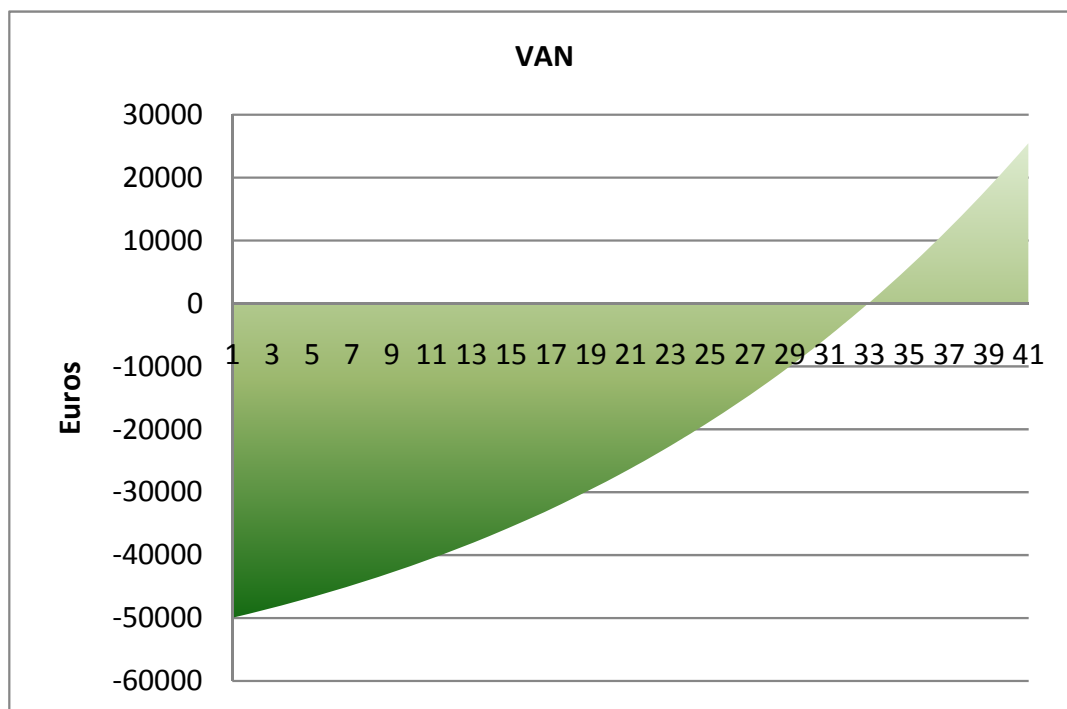


Gráfico 10-1. VAN del proyecto.

Haciendo un estudio económico paralelo para una instalación solar destinada únicamente al abastecimiento de ACS como la analizada en el apartado 3 del Capítulo 6, el presupuesto se situaría en 17500 €, y la subvención en 5600 €. El ahorro energético logrado sería de 7797 kWh, económicamente hablando 525 € para el año 0.

Con estas premisas, el período de retorno de la instalación sería de 21 años, logrando una rentabilidad para el final de su vida útil del 5.2% en términos del TIR (tasa interna de retorno).

Por lo tanto, la mejor solución económicamente hablando sería proyectar una instalación solar que cumpla el CTE en cuanto a cobertura de ACS, ya que los costes en el aumento de colectores solares y en equipos de climatización para dar apoyo a esta aplicación encarece en exceso la instalación, siendo el retorno de la inversión muy elevado para el rendimiento energético logrado.



## CAPÍTULO 11: CONCLUSIONES

El trabajo desarrollado en este Proyecto Fin de Carrera tenía como objetivo analizar la viabilidad técnica, económica y ambiental del empleo de la energía solar térmica de baja temperatura en aplicaciones domésticas como ACS, calefacción y refrigeración.

El desarrollo de estas instalaciones capaces de cubrir la mayor parte del consumo de ACS de un edificio, con un área de colectores relativamente baja, es un hecho. Se comprueba esta realidad en la primera parte de este trabajo. Con un área de captación de  $9.6 \text{ m}^2$  logramos cubrir con energía solar el 71% de la demanda anual de ACS. Los precios del mercado y las ayudas de las administraciones permiten hacerlo en condiciones de viabilidad económica; se logra un ahorro energético y disminuyen las emisiones.

Es posible tecnológicamente el diseño de instalaciones multipropósito capaces de cubrir varias necesidades. La climatización solar es viable con sistemas adecuados, como es el suelo radiante para calefacción y las máquinas de absorción para refrigeración. En cuanto a estas últimas, para que su uso se generalice en aplicaciones de baja potencia, es necesario el desarrollo de nuevos modelos a un precio más competitivo.

Con una superficie captadora de  $28.8 \text{ m}^2$ , se consigue cubrir con energía solar el 72% de la demanda anual de ACS, el 32% de la demanda de calefacción, y el 32% también de la demanda de refrigeración. Esto supone unos ahorros anuales de  $16539 \text{ kWh}$  en gas natural y  $489 \text{ kWh}$  en electricidad, por lo que gracias a estas instalaciones conseguimos reducir la dependencia que tiene el sector residencial de los combustibles fósiles.

En cuanto al ahorro de emisiones de gases de efecto invernadero, concretamente para el  $\text{CO}_2$ , el ahorro logrado frente a una instalación convencional es del 40.5%, evitando arrojar a la atmósfera a lo largo de la vida útil de la instalación una cantidad total de  $91 \text{ t}$ . Si se lograra concienciar al usuario final de este valor de la instalación, conseguiríamos que éstas fuesen mucho más atractivas que las convencionales, por lo que merece la pena hacer un esfuerzo en este sentido por parte de las instituciones, a través de ayudas y subvenciones, y por parte del sector, ofreciendo al consumidor una mayor información, asesoramiento y comercialización.

Si bien tanto en términos tecnológicos como en ambientales el proyecto llevado a cabo es una solución muy óptima, no lo es tanto económicamente hablando. El número de años en amortizar la inversión realizada se sitúa en 32, por tanto más allá de su período de vida útil. La tecnología del frío solar es una rama de este sector que aún no está lo suficientemente desarrollada, lo que provoca el encarecimiento de la instalación, llegando a suponer esta aplicación el 50% del presupuesto total.

Como conclusiones finales cabe destacar:

- Los resultados finales obtenidos confirman que este tipo de instalaciones son adecuadas y válidas para hacer frente a los problemas ambientales, sobre todo en grandes ciudades como Zaragoza, por lo que es lógico que los órganos municipales competentes tomen medidas favorables hacia ellas.
- Sin embargo, se ha permitido comprobar que mientras la tecnología no mejore, seguirán siendo necesarias las ayudas a este tipo de instalaciones para hacerlas viables económicamente y por tanto sea más atractivo su desarrollo e implantación.

## BIBLIOGRAFÍA

- [1] Incropera, Frank P., Dewitt, David P., *Fundamentos de transferencia de calor*. Cruz, Ricardo (trad.), Muñiz Díaz, Enrique (revisión técn.), Delgado Nuñez, Lourdes (asesoría técnica). 4ª ed. México: Prentice-Hall, 1999. ISBN: 9701701704.
- [2] *Heating, ventilating, and air-conditioning: systems and equipment: 2004 ASHRAE handbook*. SI ed. Atlanta: Amercian society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, 2004. ISBN: 1931862486.
- [3] Pinazo Ojer, José Manuel (Universidad Politécnica de Valencia), *Manual de Climatización: Tomo II*. ISBN: 1ª ed. 2006 ISBN: 8477213410.
- [4] Rodríguez, M.C., Rodríguez, P.A., Salgado, R., Venegas, M., Lecuona, A., *Transferencia de calor en colectores solares planos considerando velocidad y dirección del viento variable*.
- [5] *Documentos técnicos de Instalaciones en el Edificación, DTIE 1.01 ATECYR*. Editorial El Instalador.
- [6] *Documentos técnicos de Instalaciones en el Edificación, DTIE 8.03 ATECYR*. Editorial El Instalador.
- [7] Zaragoza, España. Ordenanza Municipal de Ecoeficiencia Energética y Utilización de Energías Renovables en los Edificios y sus Instalaciones, Marzo 2007.
- [8] España. Código Técnico de la Edificación. Ministerio de Vivienda, Marzo 2006.
- [9] España. Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios. Ministerio de Industria, Turismo y Comercio, Julio de 2007.
- [10] España. Pliego de Condiciones Técnicas de Instalaciones de Baja Temperatura. Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía, Octubre de 2002.
- [11] Zaragoza, España. Orden de 12 de diciembre de 2008, del Departamento de Industria, Comercio y Turismo, por la que se aprueban las bases reguladoras y se convocan para el ejercicio 2008, subvenciones para el uso eficiente de la energía y aprovechamiento de energías renovables.
- [12] Comisión Nacional de la Energía. Tarifa de último recurso de gas natural y electricidad. (BOE nº 315 del 31 de Diciembre de 2008).
- [13] España. Real Decreto 865/2003, de 4 de julio, por el que se establecen los criterios higiénico-sanitarios para la prevención y control de la legionelosis.
- [14] Meteored.com. Base de datos climatológica de la ciudad de Zaragoza, España. <http://clima.meteored.com/clima-en-zaragoza+aeropuerto-081600.html> [Enero 2009]
- [15] Red Eléctrica de España. Avance del informe 2008. [http://www.ree.es/sistema\\_electrico/pdf/infosis/Avance\\_REE\\_2008\\_v3.pdf](http://www.ree.es/sistema_electrico/pdf/infosis/Avance_REE_2008_v3.pdf) [Enero 2009]



- [16] Apuntes de *Calor y Frío Industrial*, 5º curso de Ingeniería Industrial, Universidad Carlos III. Año 2007/2008. Marcelo Izquierdo Millán, Mercedes de Vega.
- [17] Apuntes de *Energías Renovables*, 3º curso de Ingeniería Industrial, Universidad Carlos III. Año 2005/2006. Marcelo Izquierdo Millán, María Venegas.
- [18] Apuntes de *Mecánica de Fluidos*, 3º curso de Ingeniería Industrial, Universidad Carlos III. Año 2005/2006. Antonio Luis Sánchez Pérez.
- [19] Apuntes de *Ingeniería Térmica y de Fluidos*, 5º curso de Ingeniería Industrial, Universidad Carlos III. Año 2007/2008. Marcelo Izquierdo Millán, Pedro A. Rodríguez Aumente.
- [20] Apuntes de *Sistemas Térmicos*, 4º curso de Ingeniería Industrial, Universidad Carlos III. Año 2006/2007. Domingo Santana Santana.

## ANEXOS

### ANEXO I: PLANOS Y DIAGRAMAS

#### ■ PROPIEDADES DE LA DISOLUCIÓN AGUA-PROPILENGLICOL

##### Density, Thermal Conductivity and Specific Thermal Capacity

The density, thermal conductivity and specific thermal capacity may all be calculated by the same kind of equation. The property is here represented by  $P_x$

$$P_x = A_1 + A_2 \xi + A_3 \frac{273.15}{T} + A_4 \xi \frac{273.15}{T} + A_5 \left( \frac{273.15}{T} \right)^2$$

Parameter Order	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	Cp [kJ/kg K]	$\lambda$ [W/m K]	$\mu$ [Pa s]	Pr [-]	T <sub>F</sub> [K]
0						1.0
1	508.411 09	4.476 42	1.188 86	-1.027 98	6.661 39	-0.037 36
2	-182.408 20	0.608 63	-1.491 10	-10.032 98	-6.994 40	-0.400 50
3	965.765 07	-0.714 97	-0.696 82	-19.934 97	-18.551 14	
4	280.291 04	-1.938 55	1.136 33	14.658 02	12.046 40	
5	-472.225 10	0.478 73	0.067 35	14.620 50	14.477 35	

Table II - Parameters of the mathematical models of aqueous solutions of *PROPYLENE GLYCOL*.

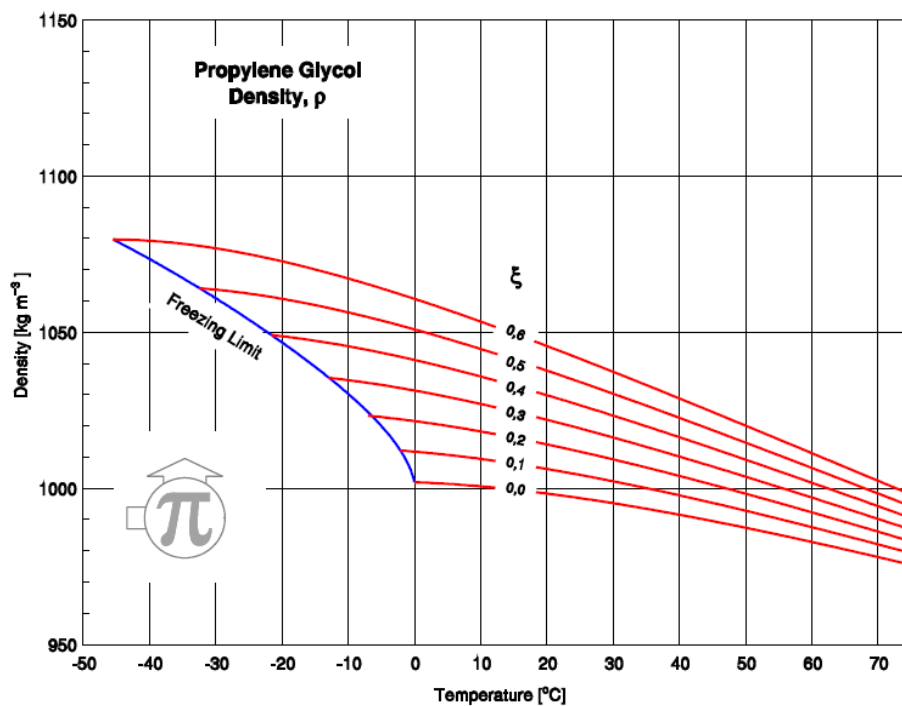
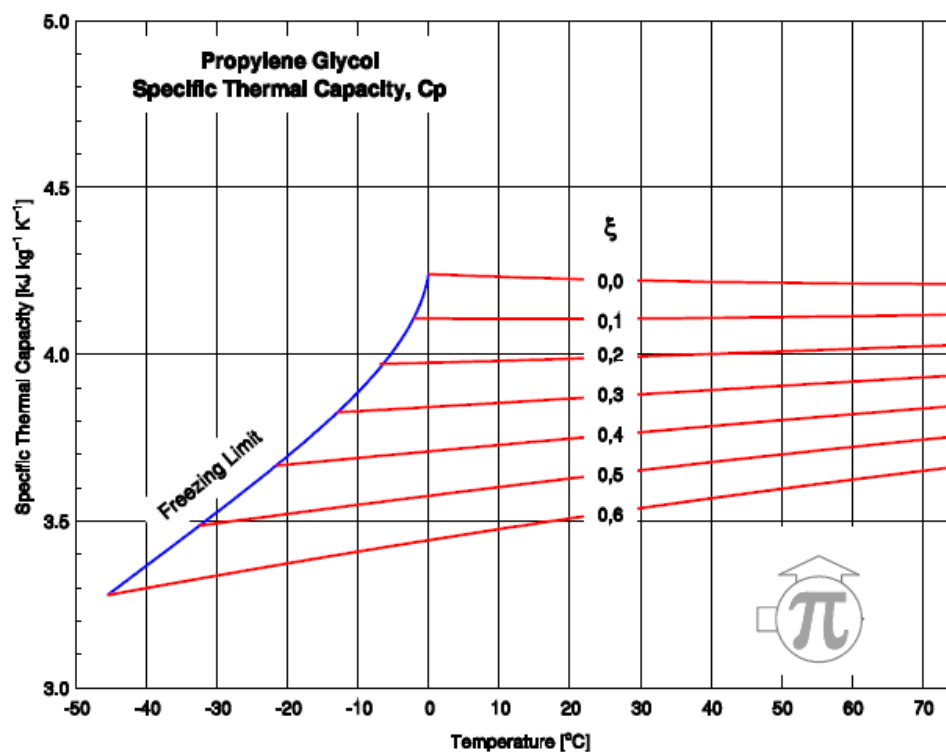
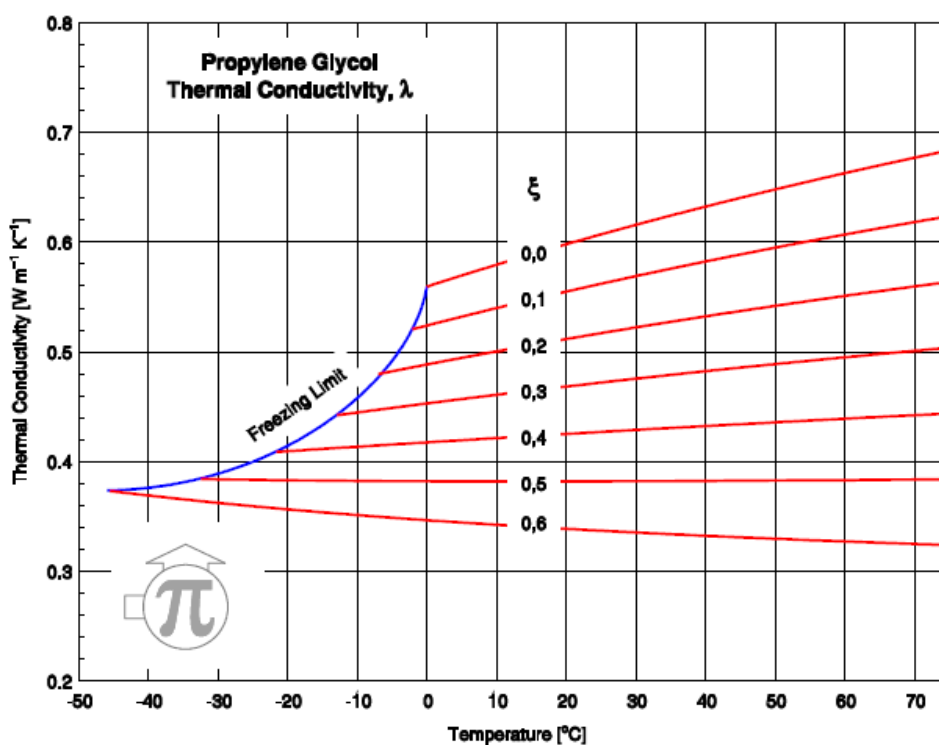
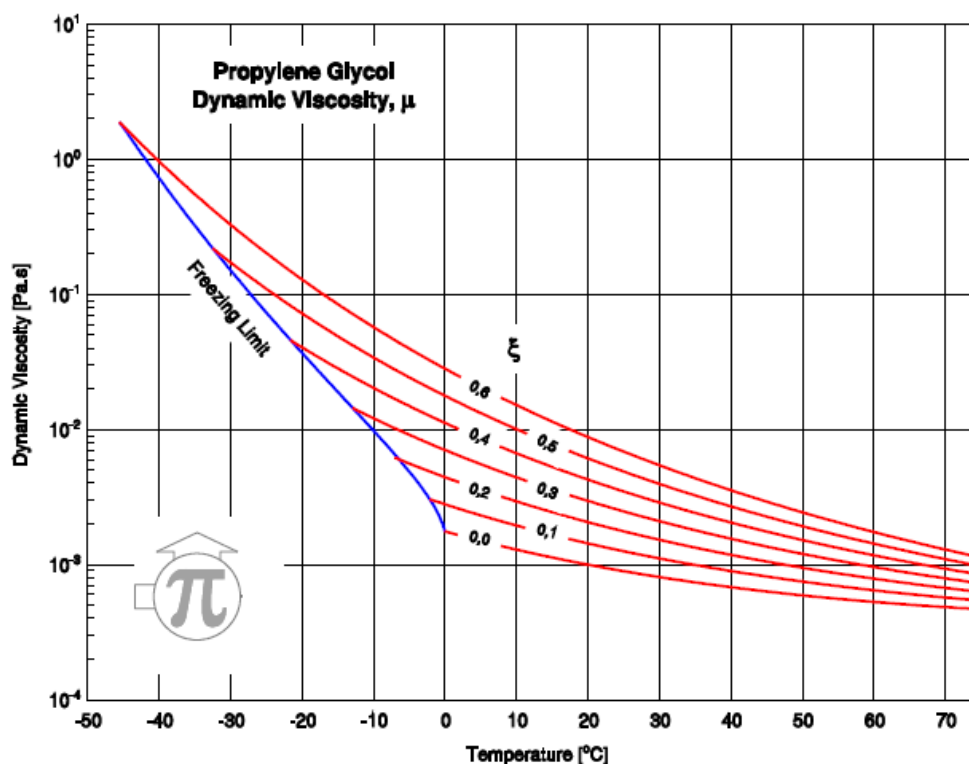
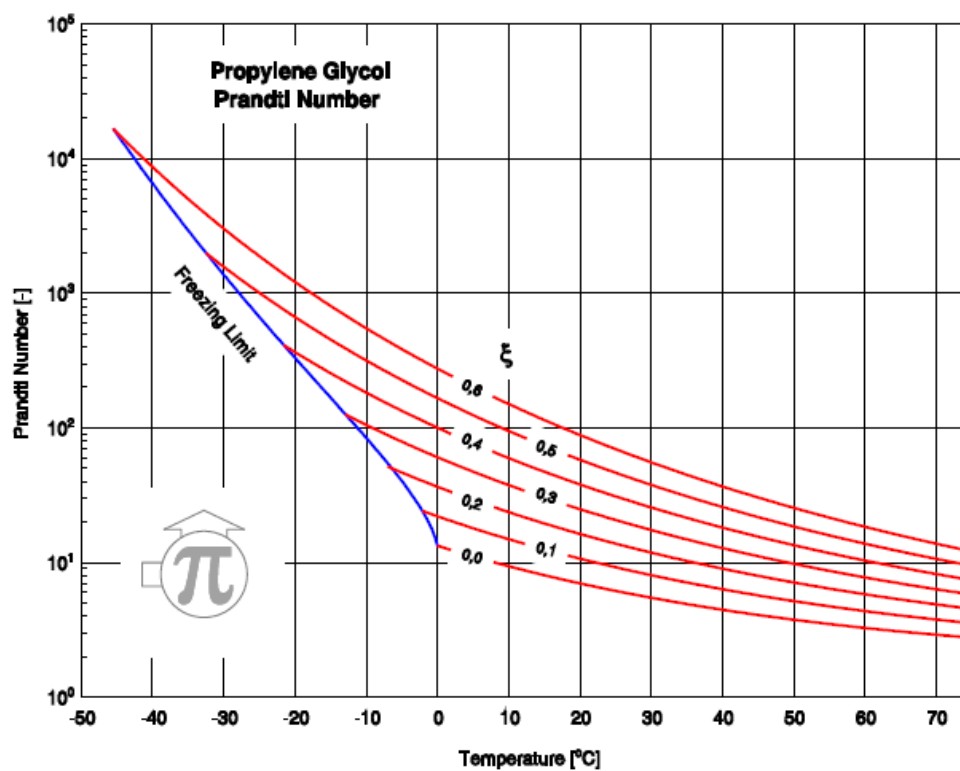
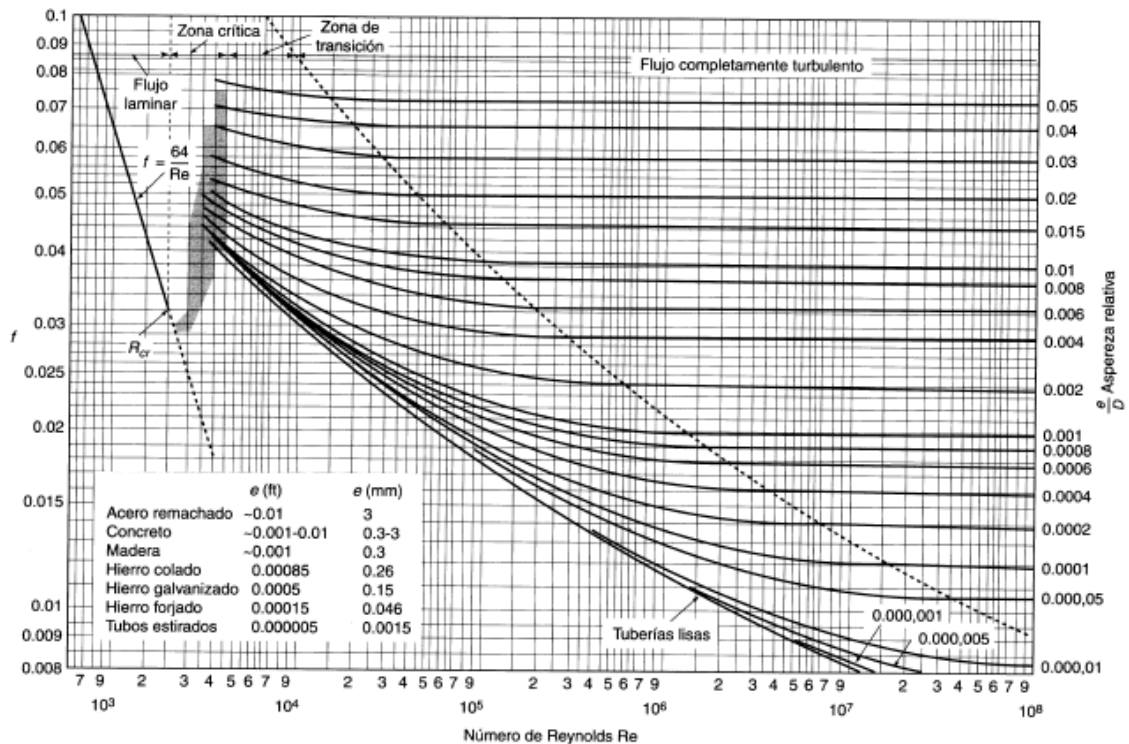


Fig. 7 - Density of aqueous solutions of *PROPYLENE GLYCOL*.

Fig. 8 - Specific thermal capacity of aqueous solutions of *PROPYLENE GLYCOL*.Fig. 9 - Thermal conductivity of aqueous solutions of *PROPYLENE GLYCOL*.

Fig. 10 - Dynamic viscosity of aqueous solutions of *PROPYLENE GLYCOL*.Fig. 11 - Prandtl number of aqueous solutions of *PROPYLENE GLYCOL*.

## ■ DIAGRAMA DE MOODY

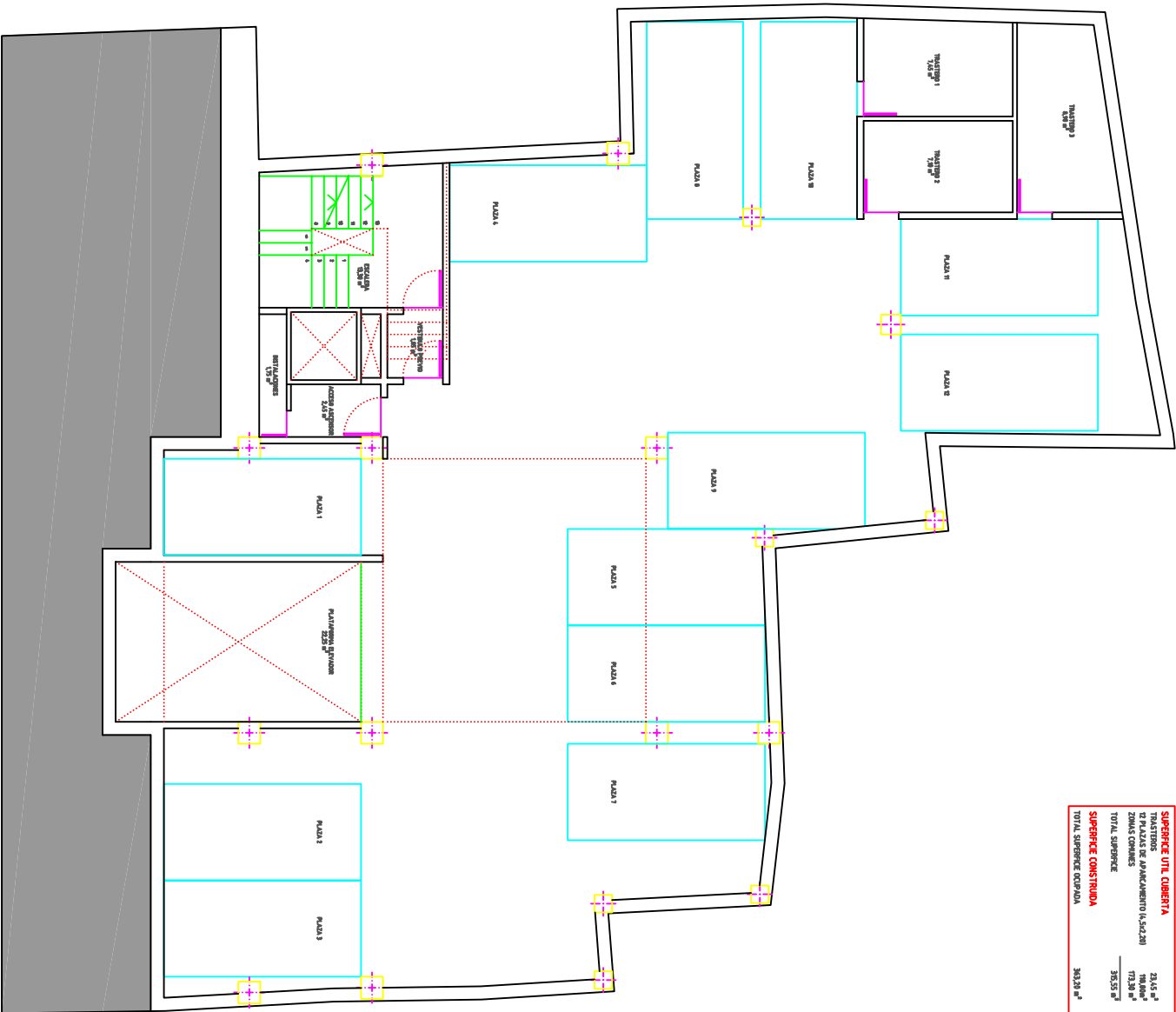


## ■ PLANOS DEL EDIFICIO Y ESQUEMAS DE LA INSTALACIÓN





<b>SUPERFICIE UTIL COBERTA</b>	
23.42 m <sup>2</sup>	
17 PLAZAS DE APARCAMIENTO (1,394,281)	
ZONAS COMUNES	179.86 m <sup>2</sup>
<b>TOTAL SUPERFICIE</b>	<b>353.55 m<sup>2</sup></b>
<b>SUPERFICIE CONSTRUIDA</b>	
<b>TOTAL SUPERFICIE OCUPADA</b>	<b>363.39 m<sup>2</sup></b>



PROYECTO FIN DE CARRERA

PROYECTO BÁSICO

PLAN DE

USOS Y SUPERFICIES SOTANO -1

ENTR. AZARONTO

USOS Y SUPERFICIES SOTANO -1

ESCALA 1:500

PROYECTO BÁSICO

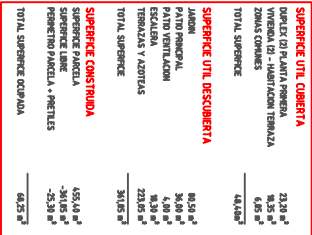
USOS Y SUPERFICIES SOTANO -1

ESCALA 1:500











PROYECTO FIN DE CARRERA

PROYECTO  
BASICO

UNIVERSIDAD CARLOS III  
DE MADRID**EMPLAZAMIENTO:**

**PLANO DE:** **ESQUEMA INSTALACIÓN COMPLETA**

ALUMNO	TUTOR	ESCALA:	150
--------	-------	---------	-----

IES GABRIÁ DOMÍNGUEZ  
MA del CÁRMEN RODRÍGUEZ HIDALGO

ZARAGOZA

2.4

**NO PLANO**

Page 1 of 1



**PROYECTO FIN DE CARRERA**

EMPLAZAMIENTO	ZARAGOZA
PLANO DE:	ESCUELA INSTALACIÓN COMPLETA

SA 10000	TS 1000
SA 10000	TS 1000

[illegible]



## 2.3 COMPONENTES

- **Absorbedor:** formado por un emparrillado de tubos de cobre con aletas de cobre soldadas por ultrasonidos y soldados a dos tubos colectores superior e inferior.

La unión entre tubos está realizada por soldadura fuerte por capilaridad con aportación de material de alto punto de fusión. La unión de las aletas y los tubos está realizada mediante soldadura por ultrasonidos.

El tratamiento superficial que se le aplica a las aletas del absorbedor en los modelos T20C y T25C es una aplicación de pintura negra de cromo.

El tratamiento superficial que se aplica en los modelos T20S, T25S, T120SH y T25SH es del tipo selectivo.

- **Cubierta transparente:** vidrio templado extraclaro de 3,2 mm. de espesor, con bajo contenido en hierro y transmisividad superior al 90%.

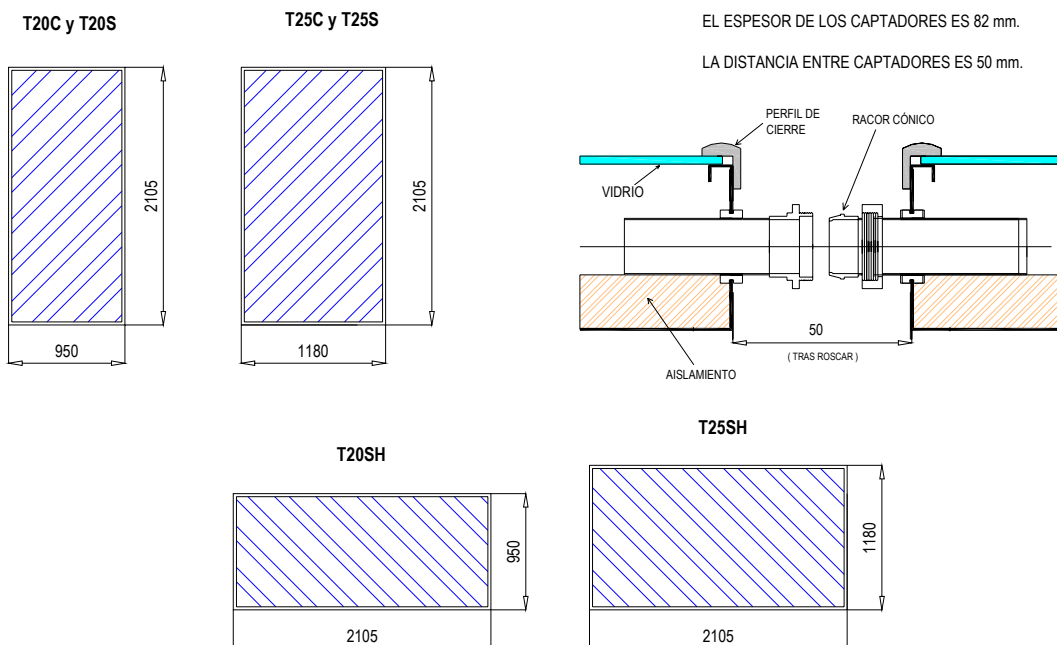
- **Carcasa:** formada por un cofre de aluminio, con pliegues en los bordes y esquineras de cierre que aseguran la estanqueidad del conjunto

- **Aislamiento:** lana de roca semirígida de 40 mm. de espesor.

- **Conexiones:** la unión entre captadores se realiza mediante un enlace cónico de 3 piezas, incorporado al panel y preparado para unirse sin juntas ni teflón.

## 2.4 DIMENSIONES

En los siguientes esquemas se muestran las dimensiones principales de los captadores verticales y horizontales:



### IMPORTANTE:

Los captadores solares se montan sobre la estructura de manera que los **orificios de aireación** queden en la parte inferior.

## 2.5 CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

	T20C	T25C	T20S	T25S	T20SH	T25SH
Largo (mm)	2.105				950	1180
Ancho (mm)	950	1180	950	1180	2.105	2.105
Espesor (mm)	82					
Superficie bruta (m²)	2,0	2,5	2,0	2,5	2,0	2,5
Superficie útil (m²)	1,9	2,4	1,9	2,4	1,9	2,4
Rendimiento Óptico	0,739	0,741	0,770	0,770	0,728	0,731
Factor de pérdidas K <sub>1</sub> (W/ K · m²)	6,341	6,191	4,086	3,663	4,989	4,308
Factor de pérdidas K <sub>2</sub> (W/ K² · m²)	0,017	0,016	0,013	0,016	0,014	0,016
Peso en vacío (kg)	30	37	30	37	30	37
Capacidad de fluido (lit.)	1,02	1,27	1,02	1,27	0,95	1,05
Caudal recomendado (lit/h·m²)	30-40					
Material del absorbedor	cobre					
Tratamiento del absorbedor	Pintura negra de Cromo		Selectivo			
Espesor aleta de cobre (mm)	0,2					
Nº canales	8	10	8	10	18	18
Diámetro de canales (mm)	8					
Diámetro tubo colector (mm)	18					
Carcasa	Aluminio					
Material cubierta	Vidrio templado 3,2 mm					
Aislamiento	40 mm, lana de roca semirígida					


## 2.6 CURVAS DE RENDIMIENTO

La caracterización energética de un captador solar viene definida por su rendimiento. En general, se define el rendimiento de un captador como la relación entre el flujo energético que le llega (es decir, la radiación solar) y la energía útil que se transmite al fluido caloportador. Sin embargo, este rendimiento se caracteriza por no ser constante, lo que obliga a definirlo mediante una curva dependiente de tres parámetros externos: la irradiancia, la temperatura ambiente y la temperatura de entrada en el captador del fluido caloportador.

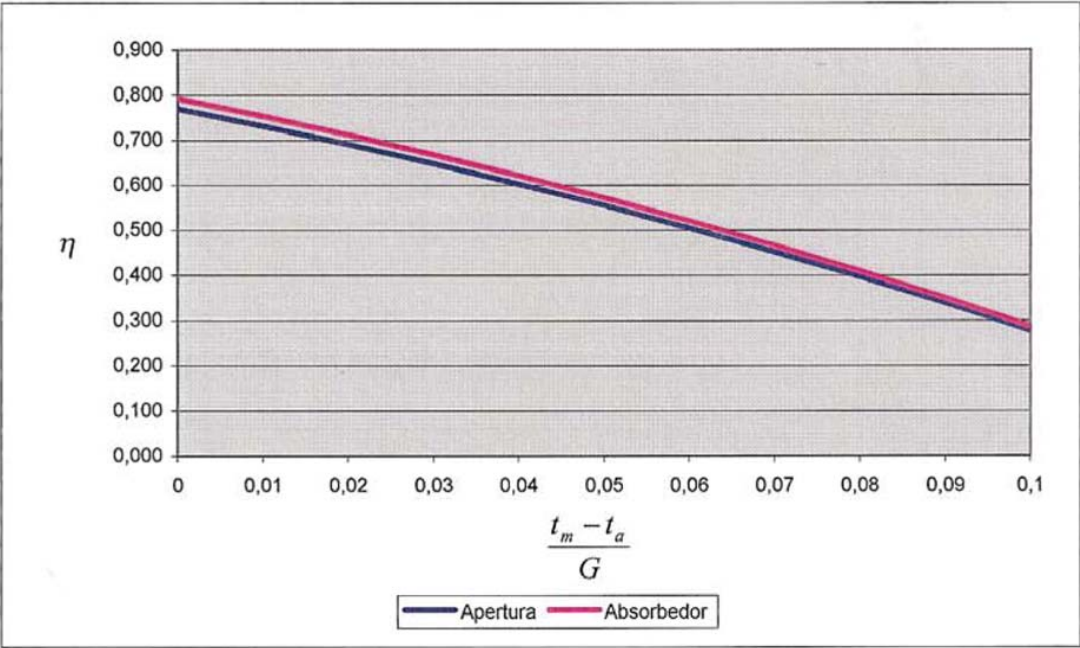
Los coeficientes que acompañan a estas variables definen el comportamiento del captador en términos de ganancias (coeficiente independiente de la curva) y de pérdidas, pudiendo establecerse un criterio de calidad energética de éste en función de los valores que tengan estos coeficientes. Dichos coeficientes serán tanto mejores (altas ganancias y bajas pérdidas) cuanto más cuidado se haya puesto en la selección de los materiales que componen el captador y en su proceso de fabricación.

Por este motivo, se facilitan los valores de los coeficientes obtenidos en los ensayos energéticos dictados por la norma EN 12975 y obtenidos en laboratorios independientes acreditados para poder realizar este tipo de pruebas.

2.6.1 MODELO TERMICOL T25S: Contraseña de Homologación NPS-11707


	<p><b>INFORME DE ENSAYO</b></p>	<p><i>LABORATORIO DE CAPTADORES SOLARES</i></p>
---	-------------------------------------	---

Curva de eficiencia instantánea basada en el área de (absorbedor/apertura) a  $800 \text{ W/m}^2$



$\eta_{0a}$	:	0,770	
$a_{1a}$	:	3,663	$\text{W/m}^2\text{K}$
$a_{2a}$	:	0,016	$\text{W/m}^2\text{K}^2$

### TABLA ESPECIFICACIONES UNIDADES POR AGUA CALIENTE

			Unidad de medida	MODELOS			
				WFC-SC5	WFC-SC10	WFC-SC20	WFC-SC30
Capacidad frigorífica			kW	17,6	35,2	70,3	105,4
Agua refrigerada	Temperatura agua refrigerada	entrada	°C	12,5			
		salida	°C	7			
	Pérdida de carga evaporador		kPa	56,0	56,1	65,8	70,1
	Presión estática máxima		kPa	588			
	Caudal de agua		l/s	0,77	1,53	3,06	4,58
	Volumen de agua contenido		l	8	17	46	72
Agua de enfriamiento (torre)	Calor a disipar		kW	42,7	85,5	171,0	256,0
	Temperatura	entrada	°C	31,0			
		salida	°C	35,0			
	Pérdida de carga absorb/cond		kPa	41,0	85,3	45,3	46,4
	Factor ensuciamiento		kW/h/K/m²	0,086			
	Presión estática máxima		kPa	588			
	Caudal de agua		l/s	2,55	5,1	10,2	15,3
	Volumen de agua contenido		l	37	66	124	171
Agua caliente aportada al generador	Potencia de calor a aportar		kW	25,1	50,2	100,4	150,6
	Temperatura	entrada	°C	88			
		salida	°C	83			
		rango	°C	70 ~ 95			
	Pérdida de carga en generador		kPa	88,0	90,4	46,4	60,4
	Presión estática máxima		kPa	588			
	Caudal de agua		l/s	1,2	2,4	4,8	7,2
	Volumen de agua contenido		l	10	20,8	53,1	83,7
Electricidad	Potencia suministro			220V c.a. mono-50Hz	380V c.a. - III - 50Hz		
	Consumo		W	48	210	260	310
	Intensidad		A	0,23	0,43	0,92	1,25
Control	Refrigeración			Todo - nada			
Dimensiones	Ancho		mm	594	760	1.060	1.380
	Fondo		mm	744	970	1.300	1.545
	Alto (incluidas placas fijación)		mm	1.736	1.920	2.030	2.065
Peso	En vacío		kg	365	500	930	1.450
	En carga		kg	422	604	1.156	1.801
Acústica	Nivel sonoro		dB(A)	46	46	49	52
Sección tubos agua	Agua refrigerada o caliente			DN-32	DN-40	DN-50	
	Agua enfriamiento (torre)			DN-40	DN-50		DN 65
	Agua caliente generador			DN-40	DN-40	DN-50	DN-65

**Envolvente y acabado exterior:** Envolvente de chapa galvanizada y pintada en caliente de color metalizado plata, resistente al agua e instalable tanto en el interior como en el exterior.

Star-RS 25/2 ClassicStar-(DE)

Instalación: Bomba estándar

WILO

Teléfono

Telefax

Cliente

Nº Cliente

Contacto

Elaborado por

Proyecto

Nº proyecto

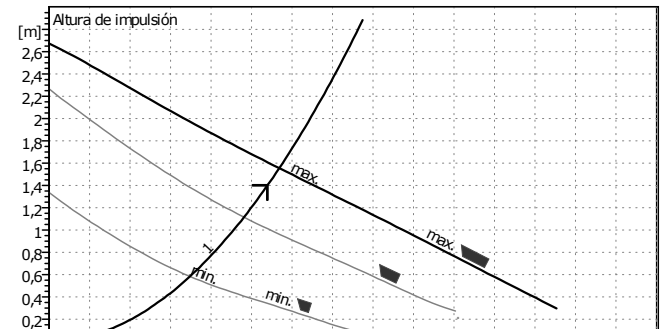
Nº pos.

Location

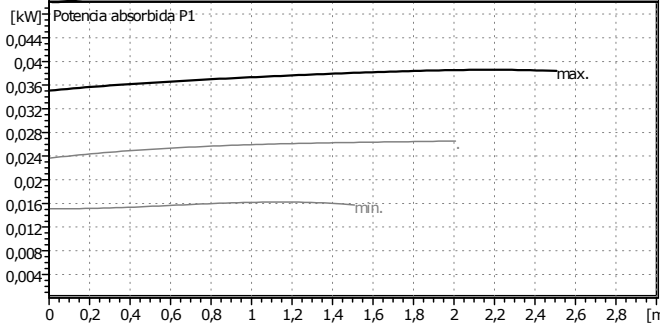
Página 1 / 1

Fecha 16.03.2009

Altura de impulsión



Potencia absorbida P1

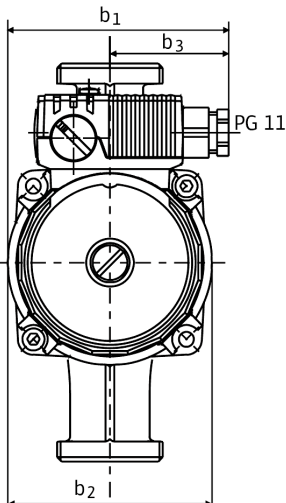


b1

b3

PG 11

b2



G

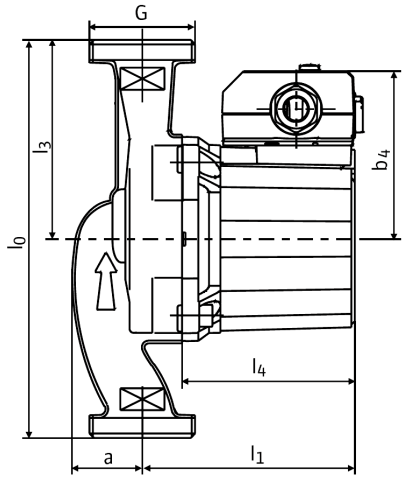
l3

b4

l4

a

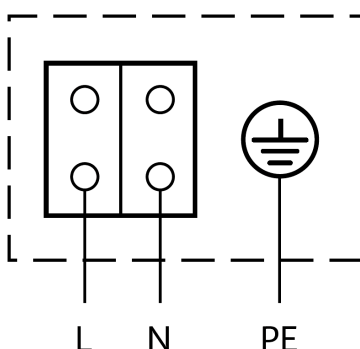
l1



L

N

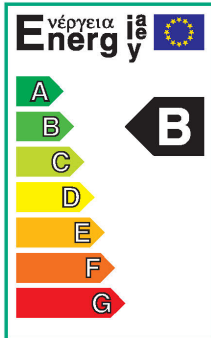
PE



Energy

la

EU



Datos de trabajo teóricos

Caudal

1,08

m³/h

Altura de impulsión

1,4

m

Fluido

Propilenglicol (40)

Temperatura fluido

90

°C

Densidad

0,9902

kg/dm³

Viscosidad cinemática

0,09978

mm²/s

Presión de vapor

0,5494

bar

Datos bomba

Marca

WILO

Tipo

Star-RS 25/2 ClassicStar-(DE)

Tipo inst.

Bomba simple

Modo de funcionamiento

1

Presión nominal máx.

PN10

Temp. mín. fluido

-10

°C

Temp. máx. fluido

110

°C

Datos hidráulicos (punto de trabajo)

Caudal

1,14

m³/h

Altura de impulsión

1,55

m

Potencia absorbida P1

0,0375

kW

P1 \* Nº de bombas

Altura mín. aspiración

Temperatura

50

95

110

°C

Altura mín. aspiración

0,5

3

10

m

Materiales

Carcasa

EN-GJL-200

Eje

X 40 Cr 13

Rodete

Polipropileno

Cojinete

Grafito

Medidas

a

33

l4

79

b1

100

l0

180

b2

92,5

l1

97

b3

54

l3

90

b4

73

Lado aspiración

Rp 1/G 1½

/ PN10

Lado impulsión

Rp 1/G 1½

/ PN10

Peso

2,4

kg

Datos del motor

ELClass

B

Pot. nominal P2

0,007

kW

Potencia absorbida P1

0,04516

kW

Velocidad nominal

1800

1/min

Tensión nominal

1~230 V,50

Hz

Intensidad máx. absorbida

2

A

Tipo de protección

IP 44

Tolerancia tensión

Referencia de la versión estándar

4107882

Reservado el derecho a introducir modificaciones

Versión Software

3.1.7 - 04.10.2007 (Build 2)

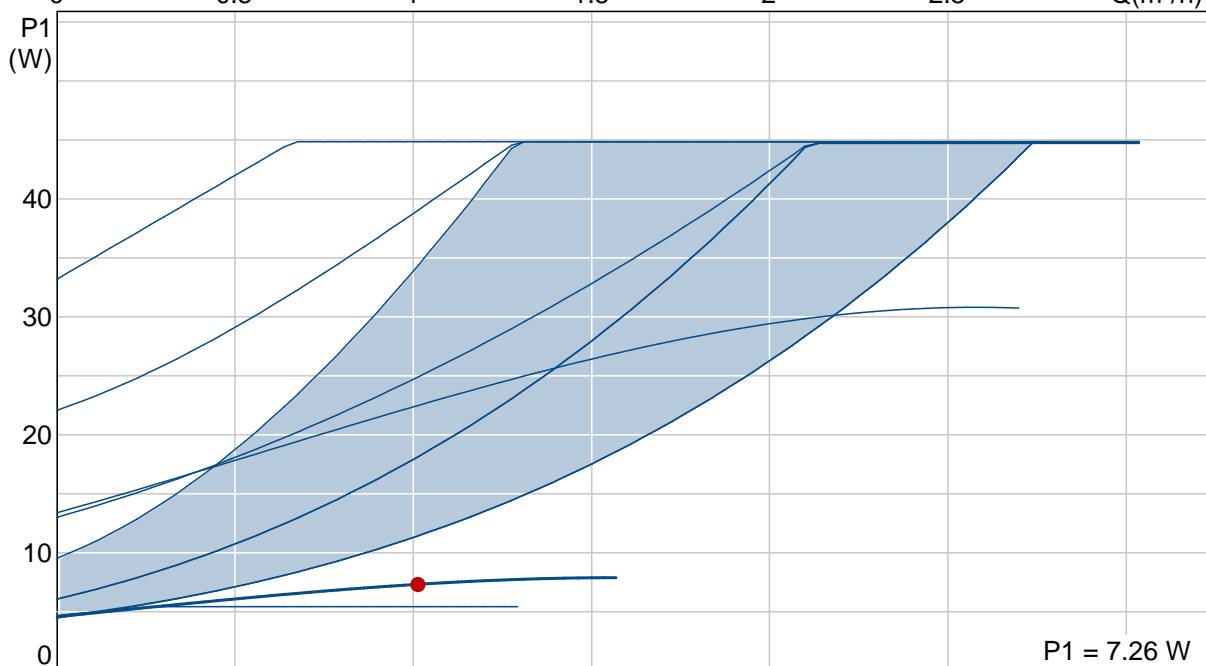
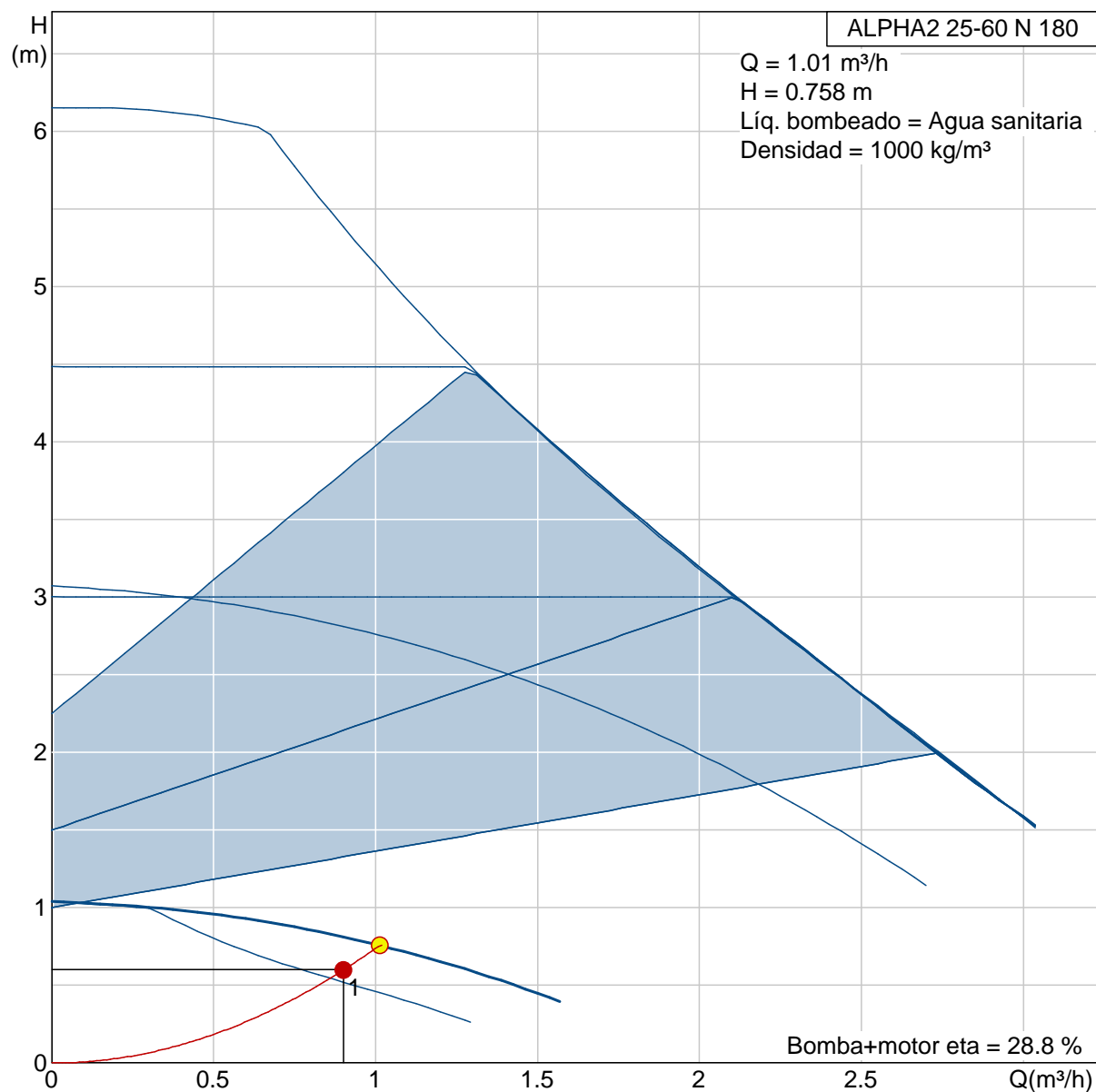
Grupo de usuarios

DE

Estado datos

DE\_2007

# 95047506 ALPHA2 25-60 N 180 50 Hz



# 95047506 ALPHA2 25-60 N 180 50 Hz

## Entrada

### Seleccione Aplicación

Modo descrip. Calefacción  
No

### Seleccione Area Aplicación

Viviendas

### Sus requisitos

Altura (H) 0.6 m  
Caudal (Q) 0.9 m³/h  
Temperatura máxima del líquido 70 °C

### Modo de control

Reloj No  
Termostato No

### Edite el Perfil de Carga

Consumo Q1 0.9 m³/h  
Consumo Q2 0 m³/h  
Consumo Q3 0 m³/h  
Consumo Q4 0 m³/h  
Perfil de consumo Explotación a plena carga  
Temporada de calefacción 137 días  
Tiempo T1 3288 h/a  
Tiempo T2 0 h/a  
Tiempo T3 0 h/a  
Tiempo T4 0 h/a

### Condiciones de funcionamiento

Fase 1 or 3  
Frecuencia 50 Hz  
Límite min. de potencia para arranque est./triang. 5.5 kW  
Temperatura ambiente 20 °C  
tension 1x230 o 3x400 V

### Ajustes de la lista de selección

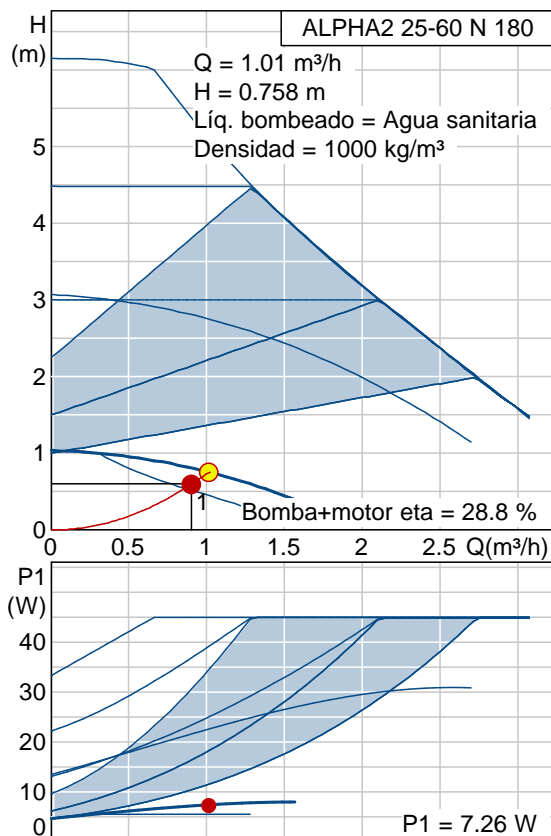
Bombas por grupo de productos 2  
Criterio de evaluación Precio+costes de energía  
Incremento del precio de la energía 6 %  
Número máximo de resultados 8  
Periodo de cálculo 15 años  
Precio de energía 0.134 €/kWh

### Perfil func.

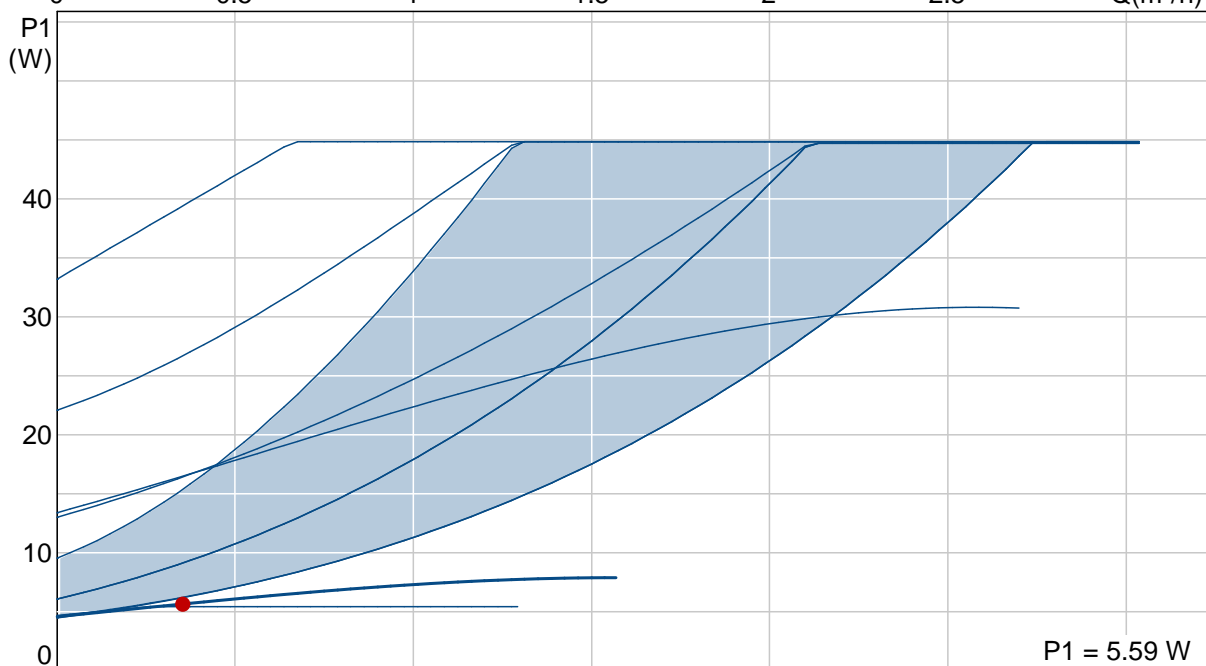
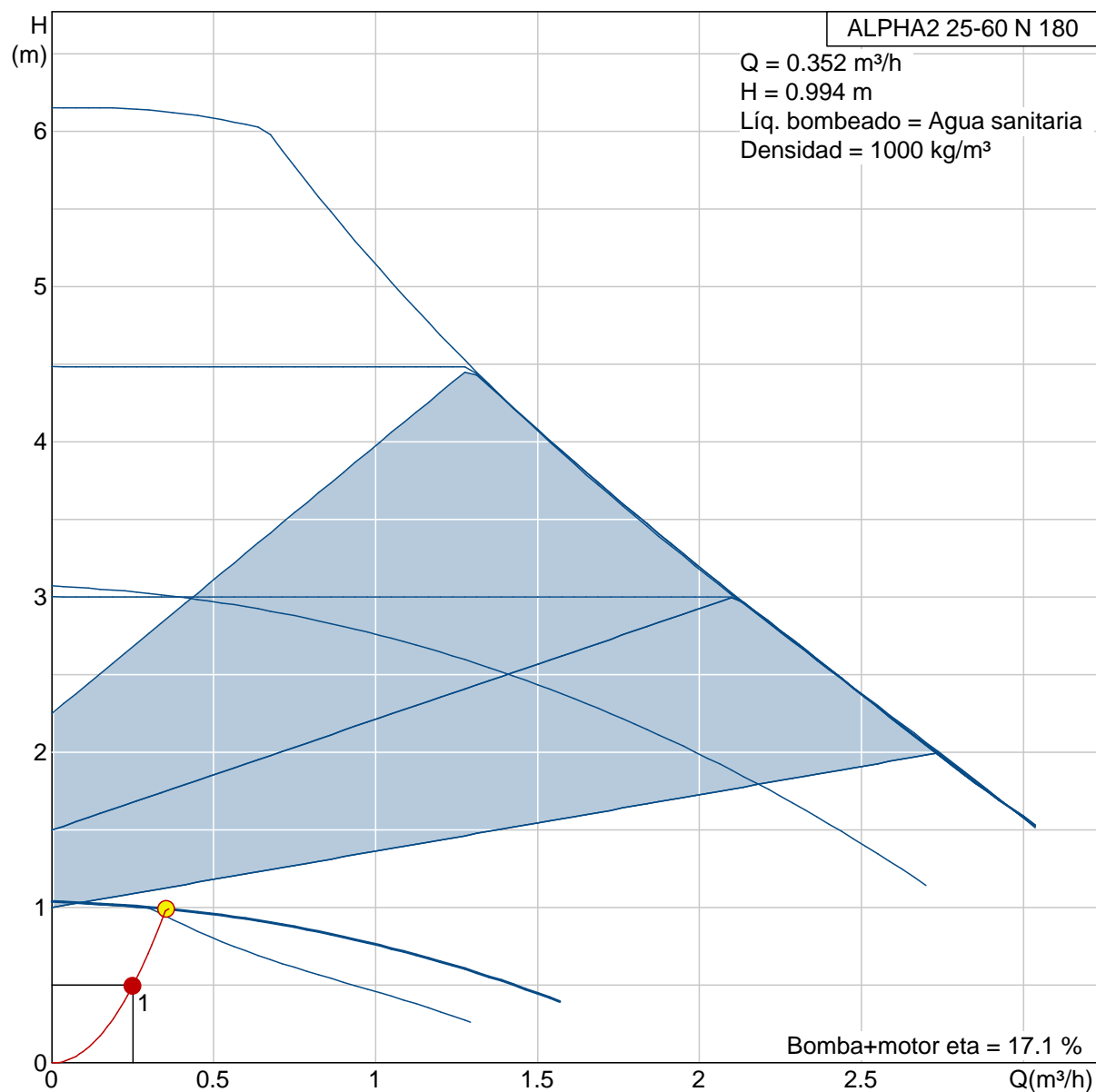
	1	%
Caud	100	%
Alt.	100	%
P1	0.007	kW
Time	3288	h/Año
Consumo energía	23	kWh/Año

## Resultado de la selección

Tipo ALPHA2 25-60 N 180  
Cantidad 1  
Abast. 230 V  
Caud 1.01 m³/h (+12 %)  
Alt. 0.758 m (+26 %)  
Veloc. máx. 0.57 m/s  
Entrad presión mín -0.2 bar (70 °C, contra la atmosfera)  
Pot. P1 0.007 kW  
Pot. P2 0.003 kW  
BombaEta 69.9 %  
Motor Eta 41.2 %  
Bomb+motor Eta 28.8 % =Bomba Eta \*motor Eta  
Total Eta 28.8 % =Eta relativa punto de trabajo  
Consumo energía 23 kWh/Año  
Emisión CO2 13 kg/Año  
Prec. Bajo pedido €  
Cte energía 3 €/Año  
Precio+Costes energ. Bajo pedido €/15Años



# 95047506 ALPHA2 25-60 N 180 50 Hz





# 95047506 ALPHA2 25-60 N 180 50 Hz

## Entrada

### Seleccione Aplicación

Modo descrip. Calefacción  
No

### Seleccione Area Aplicación

Viviendas

### Sus requisitos

Altura (H) 0.5 m  
Caudal (Q) 0.25 m³/h  
Temperatura máxima del líquido 60 °C

### Modo de control

Reloj No  
Termostato No

### Edite el Perfil de Carga

Consumo Q1 0.25 m³/h  
Consumo Q2 0 m³/h  
Consumo Q3 0 m³/h  
Consumo Q4 0 m³/h  
Perfil de consumo Explotación a plena carga  
Temporada de calefacción 137 días  
Tiempo T1 3288 h/a  
Tiempo T2 0 h/a  
Tiempo T3 0 h/a  
Tiempo T4 0 h/a

### Condiciones de funcionamiento

Fase 1 or 3  
Frecuencia 50 Hz  
Límite min. de potencia para arranque est./triang. 5.5 kW  
Temperatura ambiente 20 °C  
tension 1x230 o 3x400 V

### Ajustes de la lista de selección

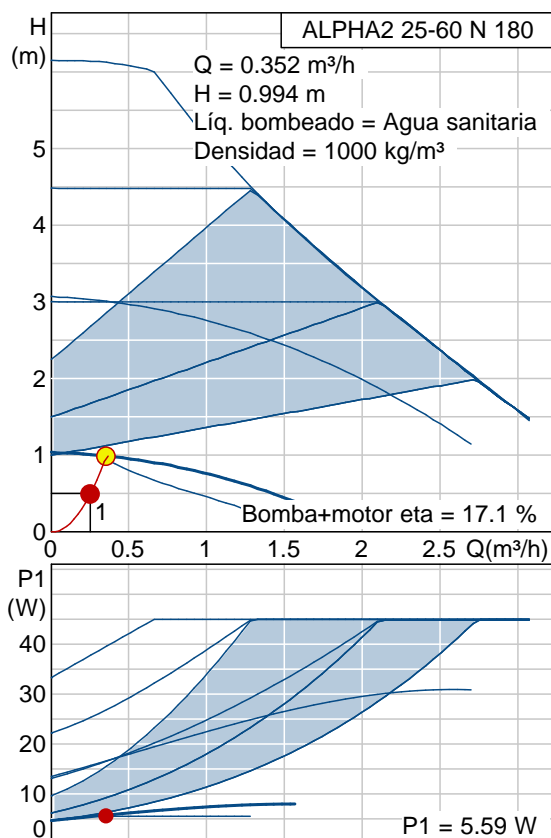
Bombas por grupo de productos 2  
Criterio de evaluación Precio+costes de energía  
Incremento del precio de la energía 6 %  
Número máximo de resultados 8  
Periodo de cálculo 0 años  
Precio de energía 0.134 €/kWh

### Perfil func.

	1	%
Caud	100	%
Alt.	100	%
P1	0.005	kW
Time	3288	h/Año
Consumo energía	17	kWh/Año

## Resultado de la selección

Tipo ALPHA2 25-60 N 180  
Cantidad 1  
Abast. 230 V  
Caud 0.352 m³/h (+41 %)  
Alt. 0.994 m (+99 %)  
Veloc. máx. 0.2 m/s  
Entrad presión mín -0.3 bar (60 °C, contra la atmosfera)  
Pot. P1 0.006 kW  
Pot. P2 0.002 kW  
BombaEta 47.2 %  
Motor Eta 36.2 %  
Bomb+motor Eta 17.1 % =Bomba Eta \*motor Eta  
Total Eta 17.1 % =Eta relativa punto de trabajo  
Consumo energía 17 kWh/Año  
Emisión CO2 10 kg/Año  
Prec. Bajo pedido €  
Cte energía 2 €/Año  
Precio+Costes energ. Bajo pedido €/0Años





Teléfono Telefax		TOP-S 30/10 3~ PN 10 Instalación: Bomba estándar		<div>WILO</div>	
Cliente		Proyecto		Página 1 / 1	
Nº Cliente		Nº proyecto		Fecha 27.02.2009	
Contacto		Nº pos.			
Elaborado por		Location			

Altura de impulsión

Potencia absorbida P1

Energy label

A

B

C

D

E

F

G

D

Datos de trabajo teóricos

Caudal	4,32	m³/h
Altura de impulsión	7,85	m
Fluido	Agua limpia	
Temperatura fluido	80	°C
Densidad	0,9717	kg/dm³
Viscosidad cinemática	0,3576	mm²/s
Presión de vapor	0,4731	bar

Datos bomba

Marca	WILO	
Tipo	TOP-S 30/10 3~	
Tipo inst.	Bomba simple	
Presión nominal máx.	PN10	
Temp. mín. fluido	-20	°C
Temp. máx. fluido	130	°C

Datos hidráulicos (punto de trabajo)

Caudal	4,62	m³/h
Altura de impulsión	8,98	m
Potencia absorbida P1	0,308	kW
Velocidad	2600	1/min

Altura mín. aspiración

Temperatura	50	95	110	130		°C
Altura mín. aspiración	0,5	5	11	24		m

Materiales

Carcasa	EN-GJL 200
Eje	X 46 Cr 13
Rodete	PP, reforzado con fibra de vidrio
Cojinete	Carbón, impre. d. metal

Medidas

mm					
b1	68,5	a1	52		
b2	92	a2	72,5		
b3	102	Pg	2 x 13,5		
l0	180	G	G2		
l1	171,5				

Lado aspiración

Rp 1¼/G 2

/ PN 10

Lado impulsión

Rp 1¼/G 2

/ PN 10

Peso

6,3

kg

Datos del motor

ELClass	D	
Pot. nominal P2	0,18	kW
Potencia absorbida P1	0,4	kW
Velocidad nominal	2610	1/min
Tensión nominal	3~400 V, 50	Hz
Intensidad máx. absorbida	0,79	A
Tipo de protección	IP 44	
Tolerancia tensión		

Referencia de la versión estándar

2066133

Reservado el derecho a introducir modificaciones

Versión Software

3.1.7 - 04.10.2007 (Build 2)

Grupo de usuarios

DE

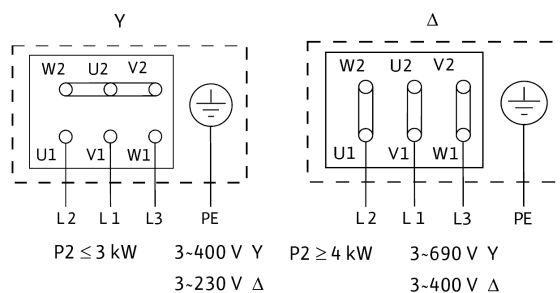
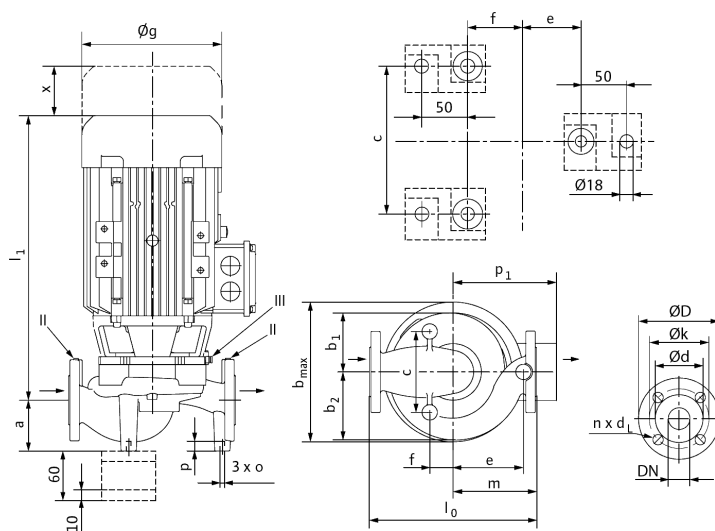
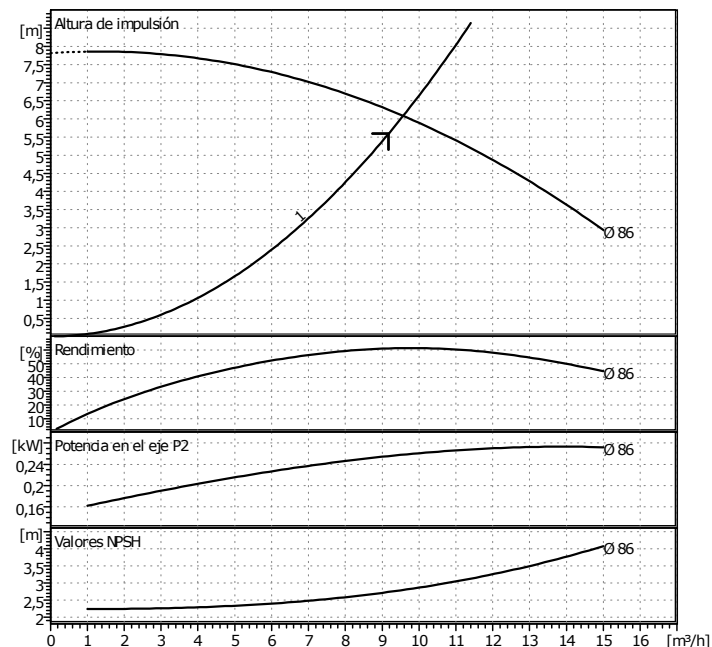
Estado datos

DE\_2007

Cliente  
 Nº Cliente  
 Contacto  
 Elaborado por

Projecto	Nº proyecto	Nº pos.	Location
1	1	1	1
2	2	2	2
3	3	3	3
4	4	4	4
5	5	5	5
6	6	6	6
7	7	7	7
8	8	8	8
9	9	9	9
10	10	10	10
11	11	11	11
12	12	12	12
13	13	13	13
14	14	14	14
15	15	15	15
16	16	16	16
17	17	17	17
18	18	18	18
19	19	19	19
20	20	20	20
21	21	21	21
22	22	22	22
23	23	23	23
24	24	24	24
25	25	25	25
26	26	26	26
27	27	27	27
28	28	28	28
29	29	29	29
30	30	30	30
31	31	31	31
32	32	32	32
33	33	33	33
34	34	34	34
35	35	35	35
36	36	36	36
37	37	37	37
38	38	38	38
39	39	39	39
40	40	40	40
41	41	41	41
42	42	42	42
43	43	43	43
44	44	44	44
45	45	45	45
46	46	46	46
47	47	47	47
48	48	48	48
49	49	49	49
50	50	50	50
51	51	51	51
52	52	52	52
53	53	53	53
54	54	54	54
55	55	55	55
56	56	56	56
57	57	57	57
58	58	58	58
59	59	59	59
60	60	60	60
61	61	61	61
62	62	62	62
63	63	63	63
64	64	64	64
65	65	65	65
66	66	66	66
67	67	67	67
68	68	68	68
69	69	69	69
70	70	70	70
71	71	71	71
72	72	72	72
73	73	73	73
74	74	74	74
75	75	75	75
76	76	76	76
77	77	77	77
78	78	78	78
79	79	79	79
80	80	80	80
81	81	81	81
82	82	82	82
83	83	83	83
84	84	84	84
85	85	85	85
86	86	86	86
87	87	87	87
88	88	88	88
89	89	89	89
90	90	90	90
91	91	91	91
92	92	92	92
93	93	93	93
94	94	94	94
95	95	95	95
96	96	96	96
97	97	97	97
98	98	98	98
99	99	99	99
100	100	100	100

Página 1 / 1  
Fecha 02.03.2009



### Datos de trabajo teóricos

Caudal	9,18	m <sup>3</sup> /h
Altura de impulsión	5,6	m
Fluido	Agua limpia	
Temperatura fluido	30	°C
Densidad	0,9957	kg/dm <sup>3</sup>
Viscosidad cinemática	0,7933	mm <sup>2</sup> /s
Presión de vapor	0,1	bar

### Datos bomba

Marca	WILO
Tipo	IPL 40/ 90-0,37/2
Tipo inst.	Bomba simple
Presión nominal máx.	PN10
Temp. mín. fluido	-10 °C
Temp. máx. fluido	120 °C

### Datos hidráulicos (punto de trabajo)

Caudal	9,57	m <sup>3</sup> /h
Altura de impulsión	6,09	m
Potencia en el eje P2	0,258	kW
Velocidad	0	1/min
NPSH	2,8	m
Diámetro rodete	86	mm

## Materials

Carcasa	EN-GJL-250
Eje	X 20 Cr 13 (1.4021)
Rodete	Sintético
Cierre mecánico	AQ1EGG (Estándar)
Linterna	EN-GJL-250
Eje partido	X 20 Cr 13 (1.4021)
Eje partido (versión N)	X 2 Cr NiMo 1810

## Medidas

a	75	m	125	o	M10		
b1	80	n	4	p	20		
b2	90	k	110	bmax	170		
d	84	x	150				
D	150	g	143				
dL	19	c	90				
l0	250	e	40				
l1	294	f	50				

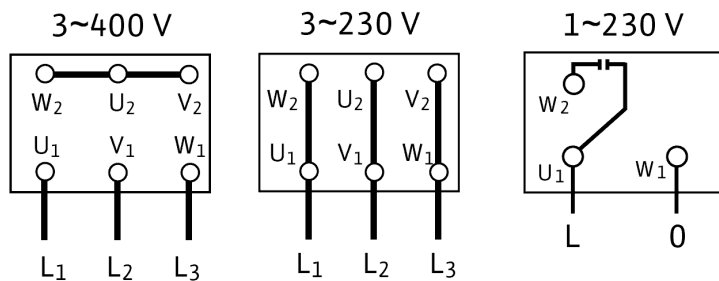
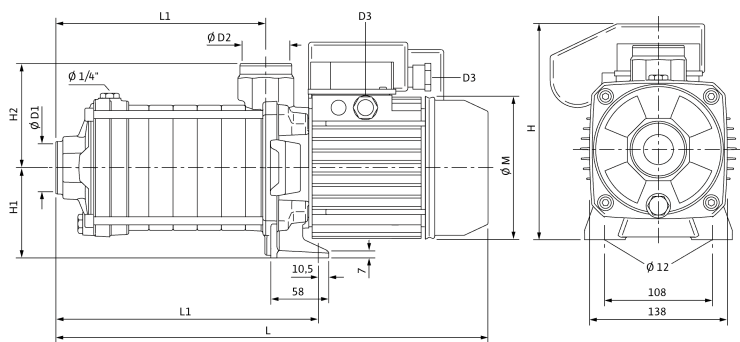
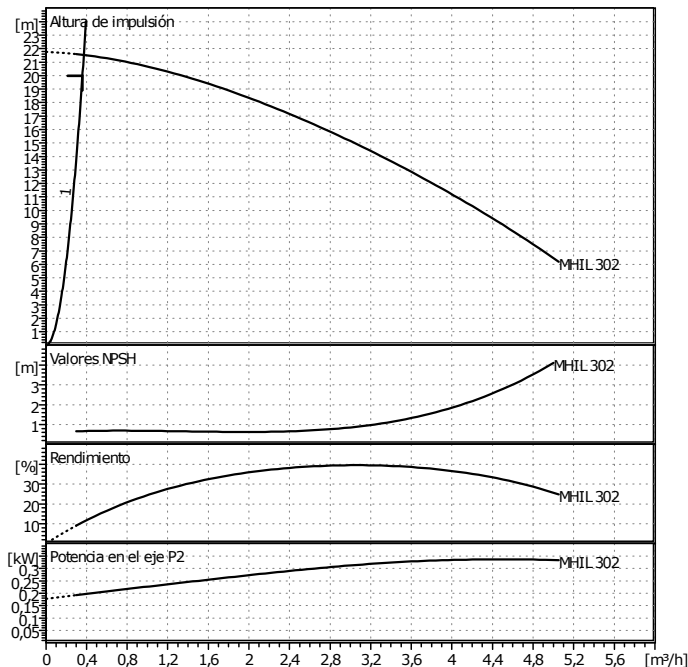
Lado aspiración	DN 40 / PN10
Lado impulsión	DN 40 / PN10
Peso	19 kg

### Datos del motor

Pot. nominal P2	0,37	kW
Velocidad nominal	2900	1/min
Tensión nominal	3~400 V, 50 Hz	
Intensidad máx. absorbida	101	A
Tipo de protección	IP 55	
Tolerancia tensión		

Referencia de la versión estándar2044161

Página 1 / 1  
Fecha 27.02.2009



### Datos de trabajo teóricos

Caudal	0,36	m <sup>3</sup> /h
Altura de impulsión	20	m
Fluido	Agua limpia	
Temperatura fluido	60	°C
Densidad	0,9923	kg/dm <sup>3</sup>
Viscosidad cinemática	0,6505	mm <sup>2</sup> /s
Presión de vapor	0,1	bar

## Datos bomba

Marca	WILO
Tipo	MHIL 302 3~
Tipo inst.	Bomba simple
Presión nominal máx.	PN 10
Temp. mín. fluido	-15 °C
Temp. máx. fluido	90 °C

### Datos hidráulicos (punto de trabajo)

Caudal	0,374	m <sup>3</sup> /h
Altura de impulsión	21,5	m
Velocidad	2900	1/min
Potencia en el eje P2	0,197	kW
NPSH	0,672	m

## Materials

Carcasa bomba	EN-GJL-250
Eje	AISI 420 F
Rodetes	AISI 304
Cierre mecánico	SiC / carbón
Difusores	AISI 304
Cierre	EPDM
Tapa carcasa	EN-GJL-250

## Medidas

D1	Rp 1	L	332,2			
D2	Rp 1	L1	167,2			
D3	11	L2	113,7			
H	190	M	126			
H1	90					
H2	104					

Lado aspiración	Rp 1	/ PN 10	
Lado impulsión	Rp 1	/ PN 10	
Peso	10,8		kg

### Datos del motor

Pot. nominal P2	0,55	kW
Velocidad nominal	2900	1/min
Tensión nominal	3~400 V, 50 Hz	
Intensidad máx. absorbida	2,86	A
Tipo de protección	IP 54	
Tolerancia tensión		

Referencia de la versión estándar4083895